



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM091585

**OPTIMASI SPROCKET, LINK PLATE
DAN PALLET HANGER PADA MAIN CHAIN
VERTICAL ROTARY PARKING DENGAN
MENGUNAKAN SIMULASI ELEMEN HINGGA**

DHIMAS ZAKARIA BAYU ARDHI
NRP. 2115 105 010

Dosen Pembimbing
ALIEF WIKARTA., ST, MSc.Eng, PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM091585

**OPTIMASI SPROCKET, LINK PLATE
DAN PALLET HANGER PADA MAIN CHAIN
VERTICAL ROTARY PARKING DENGAN
MENGUNAKAN SIMULASI ELEMEN HINGGA**

DHIMAS ZAKARIA BAYU ARDHI
NRP. 2115 105 010

Dosen Pembimbing
ALIEF WIKARTA., ST, MSc.Eng, PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM091585

**OPTIMIZATION OF SPROCKET, LINK PLATE
AND PALLET HANGER ON MAIN CHAIN
VERTICAL ROTARY PARKING
USING FINITE ELEMEN SIMULATION**

DHIMAS ZAKARIA BAYU ARDHI
NRP. 2115 105 010

Supervisor
ALIEF WIKARTA., ST, MSc.Eng, PhD

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2017

**OPTIMASI SPROCKET, LINK PLATE DAN
PALLET HANGER PADA MAIN CHAIN
VERTICAL ROTARY PARKING DENGAN
MENGUNAKAN SIMULASI ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Mekanika Benda Padat
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Dhimas Zakaria Bayu Ardhi

Nrp. 2115 105 010

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Alief Wikarta, ST, M.Eng, Ph.D. (Pembimbing)
(NIP. 198202102006041002)
2. Ir. Julendra B. Ariatedja MT.....(Penguji I)
(NIP. 196807061999031004)
3. Achmad Syaifudin ST, M.Eng, Ph.D.....(Penguji II)
(NIP. 197909262005011001)

Surabaya

Juli 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

OPTIMASI SPROCKET, LINK PLATE DAN PALLET HANGER PADA MAIN CHAIN VERTICAL ROTARY PARKING DENGAN MENGUNAKAN SIMULASI ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Dhimas Zakaria Bayu Ardhi
NRP : 2115 105 010
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Desen Pembimbing : Alief Wikarta, ST, MSc. Eng, PhD.

Abstrak

Kepemilikan mobil yang semakin meningkat menimbulkan masalah pada kurangnya lahan parkir. Salah satu solusi mengatasi masalah tersebut adalah *vertical rotary parking*. Namun dalam perkembangannya masih terdapat beberapa bagian utama yang kurang efisien yaitu bagian *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger*. Bagian tersebut massanya terlalu besar dan boros material. Oleh karena itu diusulkan beberapa perubahan untuk mengoptimasinya. Jadi tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengoptimasi *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* pada *vertical rotary parking* untuk mengurangi massa benda tersebut serta mengetahui *assembly* dari bagian yang telah dioptimasi.

Proses optimasi dilakukan dengan bantuan *software* berbasis elemen hingga. *Software* ini melakukan simulasi sehingga dihasilkan data berupa tegangan dan defleksi. Hasil simulasi tersebut digunakan sebagai acuan dalam optimasi. Cara optimasi yaitu dengan mengurangi material pada bagian yang mendapatkan *stress* yang relatif kecil. Pengurangan material pada *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* dilakukan dengan memberi cerukan. Cerukan divariasikan dengan kenaikan 2 hingga didapat massa minimum namun tetap aman. Keamanan didapatkan dengan memberi *safety factor*. *Safety factor* merupakan perbandingan

antara *stress* hasil simulasi dengan *yield stress* material. Apabila nilai *safety factor* melebihi 4 maka dinyatakan aman.

Hasil yang diperoleh pada penelitian ini adalah pertama optimasi pada *sprocket* dengan memberikan cerukan maksimum sebesar ***m*** berhasil menurunkan massa *sprocket* sebesar 45.41%. kedua optimasi pada *link plate* dengan memberikan cerukan maksimum sebesar ***n*** berhasil menurunkan massa *link plate* sebesar 43.95%. Ketiga optimasi pada *pallet hanger* dengan memberikan cerukan maksimum sebesar ***o*** dan ***p*** berhasil menurunkan massa *pallet hanger* sebesar 52.1%. dimana nilai $m = 76 \text{ mm}$, $n = 58 \text{ mm}$, $o = 34 \text{ mm}$ dan $p = 16 \text{ mm}$. Keempat assembly desain yang telah dioptimasi memerlukan perubahan pada bagian struktur, gear 120, poros pada pinion 30 dan pin pada chain.

Kata kunci: *Link plate*, Metode elemen hingga, *Pallet hanger*, *Sprocket*, *Vertical rotary parking*.

OPTIMIZATION OF SPROCKET, LINK PLATE AND PALLET HANGER ON MAIN CHAIN VERTICAL ROTARY PARKING USING FINITE ELEMEN SIMULATION

Student Name : Dhimas Zakaria Bayu Ardhi
NRP : 2115 105 010
Department : Mechanical Engineering FTI - ITS
Supervisor : Alief Wikarta, ST, MSc. Eng. PhD.

Abstract

Increasing ownership of the car cause problems. One of the problem is lack of parking space. Solution of these problems is vertical rotary parking. But there are some parts of vertical rotary parking are less efficient, that is sprockets, link plate and pallet hanger. The mass of sprockets, link plate and pallet hanger are too heavy and wasteful. Therefore, the writer proposes some changes to optimize that part. So the purpose of this research is to optimize sprockets, link plate and pallet hanger on the vertical rotary parking to reduce the mass and to know the assembly of the optimized part.

The optimization process is helped by finite element software. This software simulates to get data such as stress and deflection. The results of this simulation are used as a reference in the optimization process. Optimization process is done by reducing the material on the part that get a relatively small stress. Reducing material on the sprocket, link plate and pallet hanger is done by cut. Cutting are varied by 2 mm increment to get a minimum mass and safety. Safety gained by applying safety factor. Safety factor is a comparison between stress with yield stress material. If the safety factor value exceeds 4 then it is safe.

*The result obtained in this research is first optimization on sprocket by giving maximum cutting of **m** succeed to decrease sprocket mass by 45.41%. Both optimizations on the link plate by giving a maximum cutting of **n** managed to decrease the mass of link plate by 43.95%. The three optimizations on the pallet hanger by giving maximum cutting of **o** and **p** succeeded to decrease the mass of the pallet hanger by 52.1%. Whereas, the dimension of **m** = 76 mm, **n** = 58 mm, **o** = 34 mm and **p** = 16 mm. The four assembling optimized design require changes to the structure, gear 120, pivot on pinion 30 and pin on the chain.*

Keyword: *Finite element, Link plate, Pallet hanger, Sprocket, Vertical rotary parking.*

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Alief Wikarta, ST. M.Eng. Ph.D, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. PhD selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
3. Kedua orang tua tercinta yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT., Bapak Achmad Syaifudin, ST. M.Eng. Ph.D, selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
5. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan dan kesabaran bapak selama ini.
6. Rekan satu tim tugas akhir penulis, Luhur Setiabudi dan Aang Ferianto yang selalu memberikan dukungan dan kerja sama dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Filipi Cahya Adi Nugraha telah membantu penulis dalam mengumpulkan data untuk menulis tugas akhir ini.
8. Seluruh teman-teman Lintas Jalur angkatan 2015.
9. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS,

10. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
11. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	5
1.3 Tujuan Penelitian	5
1.4 Batasan Masalah	6
1.5 Manfaat Penelitian	6
1.6 Sistematika Penulisan	7
BAB II DASAR TEORI	9
2.1 <i>Vertical Rotary Parking</i>	9
2.2 <i>Chain Drive</i>	12
2.3 <i>Maximum Distorsi Energy Theory</i>	14
2.4 Teori Optimasi	15
2.5 Metode Elemen Hingga	15
2.6 Studi Pustaka	23
2.6.1 <i>Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking System</i>	23
2.6.2 <i>Design Optimization of Chain Sprocket Using Finite Element Analysis</i>	24
2.6.3 <i>Optimization of Weight of Roller Chain Innerlink Plate for Typical Industrial Chain Application</i>	26
2.6.4 <i>Design Optimization of Automotive Fog-Lamp Bracket for Weight and Cost Reduction</i>	30
BAB III METODOLOGI	33
3.1 Diagram Alir Penelitian	33

3.2 Langkah-langkah Penelitian	34
3.2.1 Studi Literatur	34
3.2.2 Perhitungan Beban Maksimum	39
3.2.2.1 Perhitungan Beban Maksimum pada <i>Sprocket</i>	39
3.2.2.2 Perhitungan Beban Maksimum <i>Link Plate</i>	41
3.2.2.3 Perhitungan Beban Maksimum <i>Pallet Hanger</i>	43
3.2.3 Pembuatan Model 3D	46
3.2.4 Simulasi dan Optimasi	47
3.2.4.1 Mengaplikasikan Material	49
3.2.4.2 Memberi Gaya Pembebanan	49
3.2.4.3 Memberi <i>Boundary Condition</i>	52
3.2.4.4 <i>Meshing</i>	53
3.2.4.5 <i>Design Study</i>	57
3.2.5 Analisa Hasil dan Kesimpulan	60
BAB IV HASIL DAN ANALISA	61
4.1 Hasil Simulasi Desain Awal	61
4.1.1 <i>Sprocket</i>	61
4.1.2 <i>Link Plate</i>	62
4.1.3 <i>Pallet Hanger</i>	63
4.2 Hasil Simulasi dan Analisis Desain Optimasi	65
4.2.1 <i>Sprocket</i>	65
4.2.2 <i>Link Plate</i>	69
4.2.3 <i>Pallet Hanger</i>	74
4.3 Assembly Desain Optimasi	77
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	83
5.1 Kesimpulan	83
5.2 Saran	84
DAFTAR PUSTAKA	xix
LAMPIRAN A	xxi
LAMPIRAN B	xxix
BIODATA PENULIS	xxiii

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. (a) <i>Rotary parking</i> , (b) <i>Main chain</i>	2
Gambar 1.2. Posisi dimensi divariasi (a) sprocket. (b) link plate dan (c) pallet hanger	4
Gambar 2.1. (a) <i>Vertical Rotary Parking</i> , (b) <i>sprocket</i> dan <i>chain</i> pada <i>vertical rotary parking</i> . (c) Bagian-bagian <i>vertical rotary parking</i>	11
Gambar 2.2. <i>Roller chain</i>	13
Gambar 2.3. Gaya pembebanan pada <i>sprocket</i>	13
Gambar 2.4. Perbandingan (a) konvensional desain dan (b) optimasi desain.	16
Gambar 2.5. Pembagian <i>body</i> menjadi <i>finite element</i> pada <i>hydraulic cylinder end</i>	17
Gambar 2.6. Tipe-tipe <i>element</i>	19
Gambar 2.7. Simulasi displacement pada <i>join</i>	23
Gambar 2.8. Perbandingan <i>meshing</i> desain awal dan modifikasi desain	25
Gambar 2.9. Perbandingan <i>von misses stress</i> desain awal dan modifikasi desain.	25
Gambar 2.10. Perbandingan deformasi desain awal dan modifikasi desain.....	26
Gambar 2.11. Perbandingan <i>fatigue</i> desain awal dan modifikasi desain	26
Gambar 2.12. Hasil simulasi <i>stress</i> dan <i>displacement</i> (a) tahap 1, (b)Tahap 2, dan (c) Tahap 3.....	29
Gambar 2.13. Hasil simulasi <i>stress</i> dan <i>displacement</i> (a) Tahap 5, (b)Tahap 5, (c) Tahap 6 dan (d) Tahap 7.....	30
Gambar 2.14. Gambar 2.14. Desain awal dan desain yang telah dioptimasi pada <i>Automotive Fog-Lamp Bracket</i> ..	31
Gambar 3.1. Diagram alir Tugas Akhir.....	33

Gambar 3.2. Perubahan kontak (a) <i>sprocket</i> dengan <i>link plate</i> , (b) <i>sprocket</i> dengan <i>pin</i>	37
Gambar 3.3. (a) Area <i>sprocket</i> yang dapat dioptimasi, (b) Dimensi <i>sprocket</i>	37
Gambar 3.4. (a) Area <i>link plate</i> dapat dioptimasi dan (b) Dimensi <i>link plate</i> ..	38
Gambar 3.5. (a) Area <i>pallet hanger</i> yang dapat dioptimasi dan (b) Dimensi <i>pallet hanger</i>	38
Gambar 3.6. (a). Kondisi beban maksimum <i>sprocket</i> (b). FBD desain awal <i>sprocket</i> , dan (c) FBD desain optimasi <i>sprocket</i> ..	39
Gambar 3.7. (a). Kondisi beban maksimum <i>link plate</i> , (b) Gaya dan tumpuan <i>link plate</i> , dan (c) FBD <i>link plate</i> ..	42
Gambar 3.8. (a). Kondisi beban maksimum <i>pallet hanger</i> , (b) Gaya dan tumpuan <i>pallet hanger</i> , dan (c) FBD <i>pallet hanger</i>	45
Gambar 3.9. Hasil pembuatan model 3D desain awal (a) <i>sprocket</i> , (b) <i>link plate</i> , dan (c) <i>pallet hanger</i>	46
Gambar 3.10. Hasil pembuatan model 3D optimasi desain (a) <i>sprocket</i> , (b) <i>link plate</i> , dan (c) <i>pallet hanger</i>	47
Gambar 3.11. Diagram alir simulasi	48
Gambar 3.12. Jendela <i>material library</i> ASTM A36 pada <i>solidworks</i> 2016	49
Gambar 3.13. Pembebanan dan tumpuan pada <i>sprocket</i> , (a) awal dan (b) optimasi.....	51
Gambar 3.14. Pembebanan dan tumpuan pada <i>link plate</i> , (a) awal dan (b) optimasi.....	51
Gambar 3.15. Pembebanan dan tumpuan pada <i>pallet hanger</i> , (a) awal dan (b) optimasi.....	52
Gambar 3.16. (a). <i>Meshing</i> pada desain awal dan (b). optimasi desain <i>sprocket</i>	55
Gambar 3.17. (a). <i>Meshing</i> pada desain awal dan (b). optimasi desain <i>link plate</i>	55
Gambar 3.18. (a). <i>Meshing</i> pada desain awal dan (b). optimasi desain <i>pallet hanger</i>	56

Gambar 3.19. Verifikasi <i>contact stress</i> pada <i>sprocket</i>	57
Gambar 3.20. Proses <i>design study</i> pada <i>sprocket</i>	58
Gambar 3.21. Proses <i>design study</i> pada <i>link plate</i>	59
Gambar 3.22. Proses <i>design study</i> pada <i>pallet hanger</i>	59
Gambar 4.1. Hasil simulasi (a) <i>stress</i> (b) <i>displacement</i> , pada desain awal <i>sprocket</i>	62
Gambar 4.2. Hasil simulasi (a) <i>stress</i> (b) <i>displacement</i> , pada desain awal <i>link plate</i>	63
Gambar 4.3. Hasil simulasi (a) <i>stress</i> (b) <i>displacement</i> , pada desain awal <i>pallet hanger</i>	64
Gambar 4.4. Hubungan antara nilai <i>m</i> dengan <i>safety factor</i> pada <i>design study sprocket</i> dengan kenaikan 10 mm ...	66
Gambar 4.5. Contoh hasil simulasi <i>stress</i> dan <i>displacement</i> desain optimasi <i>sprocket</i>	66
Gambar 4.6. Hubungan antara nilai <i>m</i> dengan <i>safety factor</i> dan Δ massa pada <i>design study sprocket</i> dengan kenaikan 2 mm	68
Gambar 4.7. Hasil simulasi (a) <i>stress</i> (b) <i>displacement</i> , pada desain <i>Sprocket</i> optimal	69
Gambar 4.8. Dimensi desain optimal <i>sprocket</i>	69
Gambar 4.9. Hubungan antara nilai <i>n</i> dengan <i>safety factor</i> pada <i>design study link plate</i> dengan kenaikan 10 mm ..	71
Gambar 4.10. Contoh hasil simulasi <i>stress</i> dan <i>displacement</i> desain optimasi <i>link plate</i>	71
Gambar 4.11. Hubungan antara nilai <i>n</i> dengan <i>safety factor</i> dan delta massa pada <i>design study link plate</i> dengan kenaikan 2 mm	72
Gambar 4.12. Hasil simulasi (a) <i>stress</i> (b) <i>displacement</i> , pada desain <i>link plate</i> optimal	73
Gambar 4.13. Dimensi desain optimal <i>link plate</i>	73
Gambar 4.14. Contoh hasil simulasi <i>stress</i> dan <i>displacement</i> desain optimasi <i>pallet hanger</i>	75
Gambar 4.15. Hubungan antara nilai <i>p,o</i> dengan <i>safety factor</i> pada <i>design study pallet hanger</i> dengan kenaikan 2 mm	75

Gambar 4.16. Hubungan antara nilai p_o dengan <i>safety factor</i> pada <i>design study pallet hanger</i> dengan kenaikan 2 mm yang telah aman	76
Gambar 4.17. Hasil simulasi (a) <i>stress</i> (b) <i>displacement</i> , pada desain <i>pallet hanger</i> optimal	76
Gambar 4.18. Dimensi desain optimal <i>pallet hanger</i>	77
Gambar 4.19. <i>Assembly</i> desain awal	78
Gambar 4.20. Hasil optimasi <i>sprocket</i> , <i>link plate</i> dan <i>pallet hanger</i>	79
Gambar 4.21. Perubahan pada struktur (a) awal dan (b) setelah disesuaikan	79
Gambar 4.22. Perubahan pada <i>gear</i> 120 (a) awal dan (b) setelah disesuaikan	80
Gambar 4.23. Penambahan poros untuk <i>gear</i> 120	81
Gambar 4.24. Perubahan pada poros <i>pinion</i> (a) awal dan (b) setelah disesuaikan	81
Gambar 4.25. Perubahan pada <i>pin</i> (a) awal dan (b) setelah disesuaikan	82
Gambar 4.26. <i>Assembly</i> desain yang telah dioptimasi	82

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Gaya pada setiap gigi <i>sprocket</i>	25
Tabel 2.2 Perbandingan hasil simulasi, kalkulasi dan eksperimen	28
Tabel 3.1. Spesifikasi <i>Vertical Rotary Parking</i>	35
Tabel 4.1 Hasil simulasi desain awal <i>sprocket</i>	61
Tabel 4.2 Hasil simulasi desain awal <i>link plate</i>	63
Tabel 4.3 Hasil simulasi desain awal <i>pallet hanger</i>	64

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 1

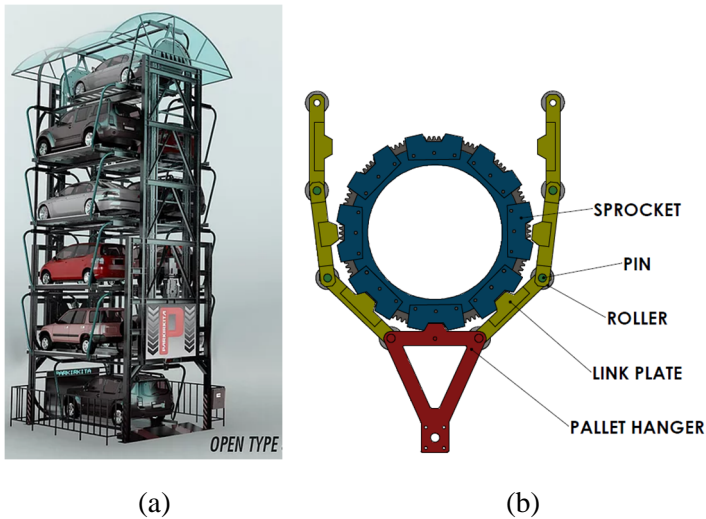
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia adalah salah satu negara dengan penduduk terbanyak di dunia. Oleh karena itu memerlukan sarana transportasi massal yang memadai untuk memenuhi mobilitas penduduk. Namun sayangnya pemerintah belum dapat menyediakan sarana transportasi massal yang aman dan nyaman. Sehingga penduduk lebih memilih mobil sebagai alat transportasi utama.

Kepemilikan mobil meningkat pesat seiring dengan meningkatnya tingkat ekonomi masyarakat. Buktinya dapat dilihat pada data BPS [1] bahwa tingkat perkembangan jumlah kendaraan bermotor jenis mobil berpenumpang pada kurun waktu tiga tahun dari tahun 2010 sampai 2013 meningkat 29% dari 8.891.041 menjadi 11.484.514. Hal tersebut menimbulkan berbagai masalah salah satunya adalah parkir. Lahan parkir seharusnya bertambah seiring bertambahnya jumlah mobil tetapi lahan yang terbatas membuat lahan parkir tidak bisa ditambah lagi khususnya pada daerah perkotaan. Permasalahan tersebut dapat diatasi salah satunya dengan *automatic parking sistem*.

Menurut sistem yang dipakai jenis parkir dapat dibagi menjadi dua yaitu *conventional parking* dan *automatic parking system*. *Automatic parking system* memiliki banyak kelebihan terutama dalam memanfaatkan ruang sehingga *automatic parking system* berkembang dengan pesat. Perkembangan *automatic parking system* menghasilkan berbagai model salah satunya adalah *vertical rotary parking*.



Gambar 1.1. (a) *Rotary parking*. [2], (b) *Main chain*.

Vertical rotary parking adalah sebuah alat yang didesain untuk dapat memarkir mobil secara vertikal dengan mekanisme berputar. Keunggulan dari alat ini adalah hanya dengan luasan parkir tiga mobil dapat untuk memarkir 10 mobil. Selain itu *vertical rotary parking* dapat dengan mudah di-assembly. Hal tersebut karena *vertical rotary parking* terdiri dari bagian-bagian utama yang dapat digabungkan menggunakan baut dan mur. Gambar *vertical rotary parking* dapat dilihat pada gambar 1.1 (a).

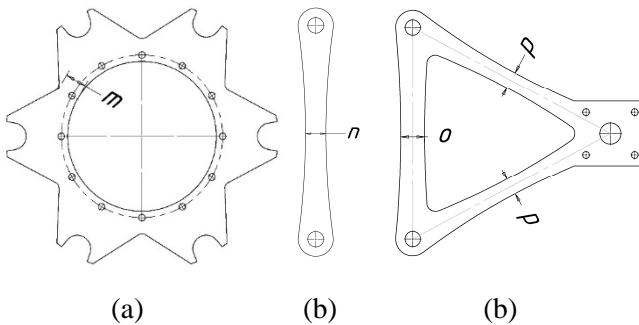
Salah satu bagian utama dari *vertical rotary parking* adalah *main chain*, seperti ditunjukkan pada gambar 1.1 (b). *Main Chain* pada *vertical rotary parking* berfungsi mentransmisikan daya dari *drive unit* menuju *pallet* yang berisikan mobil. *Main chain* terdiri dari *sprocket* dan *chain*. Pada bagian ini daya yang ditransmisikan sangat besar. Desain *main chain* pada *vertical rotary parking* yang ada di pasaran dibuat tidak seperti desain standar *roller chain* sehingga massanya terlalu besar dan boros material. Maka pada bagian tersebut memerlukan optimasi desain agar lebih ringan dan hemat material.

Penelitian tentang optimasi desain pada *sprocket* pernah dilakukan oleh Parag Nikam dan Rahul Tanpure dengan judul “*Design Optimization of Chain Sprocket Using Finite Element Analysis*”, pada tahun 2016. Pada penelitian ini membahas optimasi desain *sprocket* pada kendaraan sehingga mendapatkan massa minimum. Proses optimasi dilakukan dengan cara memberikan lubang pada *sprocket* kemudian di simulasi dengan software berbasis elemen hingga. Sedangkan penelitian tentang optimasi desain pada *chain link* pernah dilakukan oleh Ajay Bhimrao Sutar dengan judul “*Optimization of Weight of Roller Chain Inner Link Plate for Typical Industrial Chain Application*”, pada tahun 2016. Penelitian ini membahas optimasi desain *roller chain* yang biasa dipakai pada industri. Proses tersebut dilakukan dengan memberikan lubang dan cerukan pada *link* dan selanjutnya di simulasi dengan software berbasis elemen hingga. Selain itu penelitian tentang optimasi dengan menggunakan simulasi *design study solidworks* untuk mendapatkan dimensi optimum pada *fog-lamp bracket* dilakukan oleh S. Norazlan, A.A. Faieza dan Z. Norzima dengan judul “*Design Optimization of Automotive Fog-Lamp Bracket for Weight and Cost Reduction*”, pada tahun 2015. Tujuan penelitian tersebut adalah untuk mendapatkan massa *Automotive Fog-Lamp Bracket* yang minimum dan menurunkan biayanya. Simulasi dilakukan berulang hingga mendapatkan dimensi yang optimum.

Melihat fungsi *main chain* sebagai komponen utama pada *vertical rotary machine* serta desain awal *main chain* dengan massa terlalu besar dan boros material, maka penulis terdorong untuk mengambil judul tugas akhir mengenai penelitian mengenai *main chain* pada *vertical rotary parking*, yaitu: “OPTIMASI SPROCKET, LINK PLATE DAN PALLET HANGER PADA MAIN CHAIN VERTICAL ROTARY PARKING DENGAN MENGGUNAKAN SIMULASI ELEMEN HINGGA”.

Pada penelitian ini diusulkan beberapa perubahan untuk mengurangi massa pada *main chain*. Perubahan pertama adalah

posisi kontak, awalnya kontak terjadi antara *link* dengan *sprocket* kemudian dirubah menjadi antara *sprocket* dengan *roller*. Perubahan kedua adalah mengubah bentuk gigi *sprocket* dan memberikan cerukan pada area yang mendapatkan tegangan relatif kecil. Besarnya cerukan disimbolkan dengan m seperti gambar 1.2 (a). Ketiga adalah mengubah bentuk *chain*. Bagian *chain* yang dirubah adalah *link plate* dan *pallet hanger*, karena bagian tersebut merupakan bagian yang massanya paling besar. Perubahan pada bagian *link plate* dan *pallet hanger* dilakukan dengan memberi cerukan pada kedua sisinya. Besarnya cerukan pada *link plate* disimbolkan dengan n seperti gambar 1.2 (b). Sedangkan pada *pallet hanger* perubahan disimbolkan dengan o dan p seperti gambar 1.2 (c). Ketiga Perubahan tersebut divariasikan dengan kenaikan 2 mm kemudian di simulasi dengan *software* berbasis elemen hingga sehingga mendapatkan tegangan maksimum dan defleksi maksimum pada *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger*. Tegangan maksimum yang didapat dari simulasi akan dibandingkan dengan tegangan izin material untuk mendapatkan *safety factor*. *Safety factor* dan defleksi maksimum dapat digunakan untuk mengetahui apakah desain tersebut aman atau tidak. Sedangkan desain dengan dimensi optimum massanya dibandingkan dengan desain awal untuk mengetahui optimasi material yang dicapai.



Gambar 1.2. Posisi dimensi divariasasi (a) *sprocket*. (b) *link plate* dan (c) *pallet hanger*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang maka penelitian ini maka rumusan masalah yang dikaji antara lain:

1. Bagaimana perbandingan massa, tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada desain awal *sprocket* dengan desain *sprocket* yang telah dioptimasi dengan memberikan cerukan maksimum sebesar m ?
2. Bagaimana perbandingan massa, tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada desain awal *link plate* dengan desain *link plate* yang telah dioptimasi dengan memberikan cerukan maksimum sebesar n ?
3. Bagaimana perbandingan massa, tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada desain awal *pallet hanger* dengan desain *pallet hanger* yang telah dioptimasi dengan memberikan cerukan maksimum sebesar o dan p ?
4. Bagaimana *assembly* dari desain *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* yang telah dioptimasi dengan desain awal *vertical rotary parking*?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah maka tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui perbandingan massa, tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada desain awal *sprocket* dengan desain *sprocket* yang telah dioptimasi dengan cara memberikan cerukan maksimum sebesar m .
2. Mengetahui perbandingan massa, tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada desain awal *link plate* dengan desain *link plate* yang telah dioptimasi dengan cara memberikan cerukan maksimum sebesar n .

3. Mengetahui perbandingan massa, tegangan maksimum dan deformasi maksimum pada desain awal *pallet hanger* dengan desain *pallet hanger* yang telah dioptimasi dengan cara memberikan cerukan maksimum sebesar θ dan p .
4. Mengetahui *assembly* dari desain *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* yang telah dioptimasi dengan desain awal *vertical rotary parking*.

1.4 Batasan Masalah

Agar pembahasan dalam tugas akhir ini tidak melenceng dari tujuannya, maka batasan masalah pada penelitian ini adalah:

1. Simulasi statis karena pergerakan *vertical rotary parking* lambat yaitu hanya 0.067 m/s dan *safety factor* telah dibuat empat untuk mengatasi beban kejut.
2. Kontak stress pada *gear* dan *pallet* diabaikan karena sama dengan desain awal.

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Dapat mengurangi biaya produksi *vertical rotary parking*.
2. Diharapkan dapat menambah wawasan dan pengetahuan mahasiswa dalam mendesain *main chain* pada *vertical rotary parking*.
3. Dapat dipakai sebagai referensi untuk pengembangan desain *vertical rotary parking* selanjutnya.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan terdiri dari 5 bab dimana masing-masing bab berisi sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang perancangan, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan laporan.

Bab 2 Dasar Teori dan Kajian Pustaka

Bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

Bab 3 Metodologi

Bab ini berisi tentang langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh hasil yang diinginkan dalam penelitian ini, baik langkah-langkah pemodelan dan langkah-langkah simulasi.

Bab 4 Hasil dan Analisis

Berisi tentang analisis data hasil penelitian yang telah dilakukan untuk mendapatkan suatu kesimpulan.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran

Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil dan saran untuk penelitian lebih lanjut.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB II

DASAR TEORI

2.1 *Vertical Rotary Parking*

Vertical rotary parking adalah salah satu jenis dari *automatic parking system*. Alat ini dibuat untuk mengatasi permasalahan lahan parkir yang terbatas. Sehingga dengan luasan lahan parkir yang terbatas dapat memarkir mobil lebih banyak. Caranya adalah dengan memarkir mobil secara vertical. Gambar *vertical rotary parking* dapat dilihat pada gambar 2.1(a).

Cara kerja dari *vertical rotary parking* adalah saat mobil datang mobil akan naik pada *pallet* yang berada dibawah kemudian *pallet* tersebut bergerak ke atas dengan mekanisme berputar meninggalkan *pallet* lain yang kosong di bagian bawah untuk diisi oleh mobil yang akan parkir selanjutnya. Gerakan akan mengikuti alur yang ada pada *frame*. Sedangkan ketika akan mengambil mobil pemilik mobil perlu menurunkan *pallet* berisi mobil ke posisi paling bawah dengan bantuan *control panel*. Setelah *pallet* berisi mobil berada dibawah mobil dapat dikeluarkan dari *vertical rotary parking*.

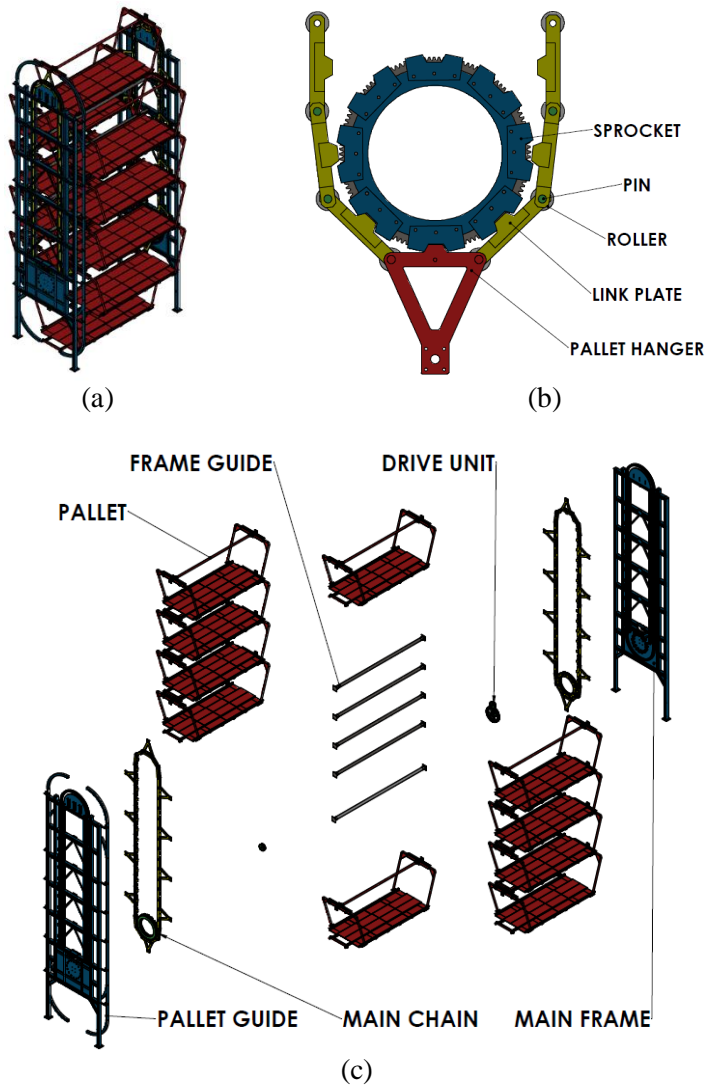
Kelebihan dari *vertical rotary parking* dibandingkan dengan sistem parkir yang lain adalah:

1. Dapat memarkir sepuluh mobil pada luasan untuk parkir tiga mobil.
2. Menggunakan mekanisme berputar sehingga mengurangi vibrasi dan suara bising.
3. Mudah dioperasikan.
4. Tidak memerlukan operator khusus.
5. Aman
6. Mudah dalam perawatan
7. Mudah dalam pemasangan dan juga bisa dilepa

Vertical rotary parking terdiri dari bagian-bagian utama yang dapat dengan mudah di-assembly. Bagian-bagian utama tersebut adalah *main frame*, *guide frame*, *geared motor*, *drive unit*, *main chain*, *pallet*, *pallet guide*, *entrance board*, dan *control panel*. Fungsi dari setiap bagiannya adalah *main frame* dan *guide frame* berfungsi sebagai struktur, *geared motor* berfungsi sebagai penggerak utama, *drive unit* berfungsi menurunkan putaran dan meningkatkan torsi, *main chain* berfungsi untuk mentransmisikan daya dari *drive unit* ke *pallet* atau sebagai penggerak *pallet*, *pallet* berfungsi sebagai tempat parkir mobil, *pallet guide* berfungsi mengarahkan *pallet* dan mencegah *pallet* bergoyang, dan yang terakhir *control panel* berfungsi untuk mengatur pergerakan *vertical rotary parking*. Bagian-bagian *vertical rotary parking* dapat dilihat pada gambar 2.1 (c).

Main chain merupakan salah satu bagian utama pada *vertical rotary parking*. *Main chain* terdiri dari *sprocket* dan *chain* itu sendiri. Kedua bagian ini berpasangan dan dibuat tidak standar seperti yang ada di pasaran. Karena pada *vertical rotary parking*, *sprocket* dan *chain* mentransmisikan daya yang sangat besar dan geometrinya perlu menyesuaikan dengan *frame*. *Sprocket* memiliki sumbu putar yang sama dengan *gear* karena *sprocket* menempel pada *gear*. *Sprocket* terdiri dari tujuh bagian yang ditempelkan pada *gear* dengan tiga buah baut. Kontak antara *sprocket* dengan *chain* pada terjadi antara gigi *gear* dengan gigi yang ada pada *chain*.

Chain terdiri dari *link plate*, *pallet hanger*, *roller* dan *pin*. Gigi *chain* terdapat pada *link plate* dan *pallet hanger*. Sedangkan pada *pallet hanger* terdapat bagian menonjol untuk dudukkan *pallet*. Gambar *sprocket* dan *chain* dapat dilihat pada gambar 2.1(b).



Gambar 2.1. (a) *Vertical Rotary Parking*, (b) *main chain pada vertical rotary parking*. (c) *Bagian-bagian vertical rotary parking*.

2.2 Chain Drive

Chain drive adalah salah satu dari pemindah daya yang sering digunakan dan memiliki banyak variasi dari kecepatan rendah sampai kecepatan tinggi. Kelebihan dari *chain drive* adalah pertama dapat digunakan pada jarak poros yang jauh seperti *belt* tetapi dapat mentransmisikan torsi dan kecepatan seperti roda gigi. Kedua adalah rasio dan kapasitas *power chain drive* lebih *compact* dari pada *belt* namun lebih rendah dari pada roda gigi. ketiga pemasangan dan penempatan *chain drive* tidak perlu se presisi seperti pada roda gigi. keempat harga *chain drive* lebih murah dari roda gigi dan relative sama dengan *belt*.

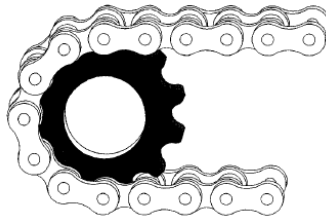
Chain drive terdiri dari beberapa tipe diantaranya *roller chain*, *engineering steel chain* dan *silent chain*. Masing-masing tipe tersebut memiliki kelebihanannya sendiri-sendiri. Seperti *silent chain* yang tidak menimbulkan suara serta *roller chain* yang murah. Ketiga tipe tersebut *roller chain* merupakan yang paling sering dipakai karena murah. Gambar *roller chain* dapat dilihat pada gambar 2.2.

Secara umum sebuah *roller chain* terdiri dari *roller links*, *pin link*. *Roller link* dibentuk dari dua *bushing* yang depress pada dua *roller link plate* dengan dua buah *roller* yang dapat berputar bebas pada luar *bushing*. Sedangkan *pin link* terdiri dari dua pin yang depress pada dua *pin link plate*. *Assembly* dari *roller link* dan *pin link* kemudian dipasangkan pada *sprocket*.

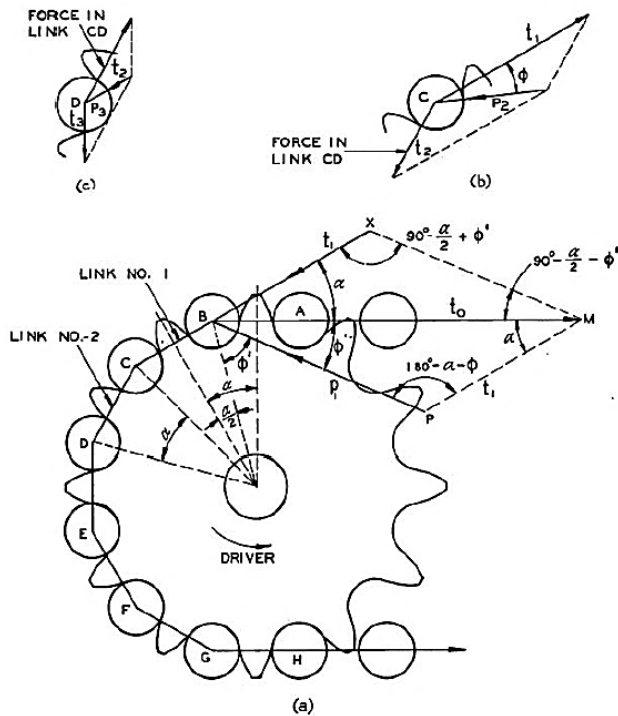
Perhitungan beban pada masing-masing gigi dapat diketahui dari persamaan 2.1. Sementara itu untuk mengetahui posisi setiap notasi dalam persamaan dapat dilihat pada gambar 2.3.

$$P_1 = t_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \varphi} = t_0 \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} \quad (2.1)$$

Rasio putaran yang ditransmisikan oleh *chain drive* tidak dipengaruhi oleh *roller chain* tetapi dipengaruhi oleh perbandingan banyaknya gigi pada *sprocket*.



Gambar 2.2. *Roller chain*. [4]



Gambar 2.3. Gaya pembebanan pada *sprocket*. [6]

2.3 *Maximum Distorsi Energy Theory*

Saat melakukan proses desain seorang *engineer* perlu menentukan batas maksimum *principal stress* yang akan membuat sebuah material gagal. Jika material tersebut *ductile* maka kegagalan diakibatkan karena *yield* sedangkan pada material *brittle* kegagalan diakibatkan karena *fracture*. Sebuah material bisa menjadi *ductile* maupun *brittle* tergantung pada suhu, besarnya pembebanan, kondisi lingkungan dan bagaimana material tersebut dibentuk. Jadi untuk memprediksi kegagalan material diperlukan teori yang berbeda sesuai dengan perilaku material tersebut.

Salah satu teori yang digunakan untuk mengetahui kegagalan material pada material *ductile* adalah *Maximum Distorsi Energy Theory*. Teori ini berdasarkan besarnya distorsi energi yang diberikan pada material. Distorsi energi yaitu energi yang mengubah bentuk material. Teori ini biasa disebut von mises setelah Richard von miss seorang ahli matematika menyatakan bahwa sebuah struktur komponen aman selama besarnya nilai maksimum distorsi energi per unit volume pada material lebih kecil daripada distorsi energi per unit volume yang dibutuhkan untuk menyebabkan *yield* pada saat uji tarik pada material yang sama.,

Persamaan distorsi energi per unit volume isotropic material pada *plane stress* adalah

$$u_d = \frac{1}{6G} (\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2) \quad (2.2)$$

Dimana σ_a dan σ_b adalah *prinsipal stress* dan G adalah modulus kekakuan. Pada kasus uji tarik saat material mulai *yield* yaitu $\sigma_a = \sigma_Y$, $\sigma_b = 0$ sehingga $(u_d)_Y = \sigma_Y^2/6G$. Jadi maksimum distorsi energi menyatakan struktur aman selama $u_d < (u_d)_Y$ atau

$$\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 = \sigma_Y^2 \quad (2.3)$$

2.4 Teori Optimasi

Proses desain dimulai dengan menganalisis berbagai opsi. Sistem dan komponen diidentifikasi dan diuji. Menghasilkan gambar kerja, perhitungan dan laporan yang dapat di fabrikasi.

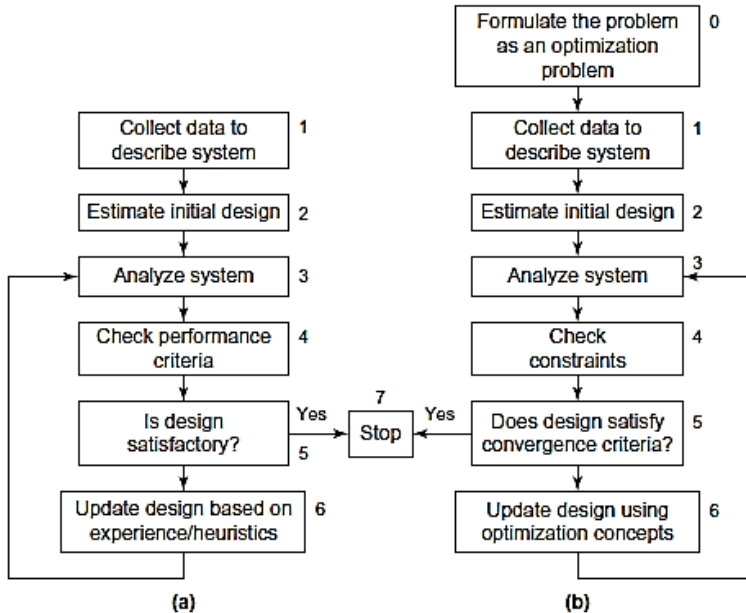
Desain adalah proses yang *iterative*, maksudnya adalah menganalisa dari satu konsep desain ke konsep-konsep lainnya sampai tujuan utama desain terpenuhi. Seorang desainer membuat konsep desain berdasarkan pengalaman, intuisi dan analisis matematika. Apabila sebuah konsep desain telah diterima maka proses desain akan berhenti

Konsep desain yang dipilih adalah konsep terbaik. Dalam desain terbaik secara umum dapat diartikan sebagai konsep desain yang efektif dalam biaya, efisien, reliable dan tahan lama. Atau dapat diartikan seorang engineer akan melakukan optimasi pada sebuah desain berdasarkan biaya terkecil dan waktu terpendek.

Desain proses dapat dibagi menjadi dua proses yaitu konvensional dan optimum desain proses. Kedua desain sama-sama berbentuk *close loop*. Namun yang membedakannya adalah reaksi apabila konsep desain tidak sesuai dengan kriteria. Pada konvensional desain yang dilakukan adalah mengembangkan desain berdasarkan pengalaman, sedangkan pada optimasi desain menggunakan konsep optimasi. Perbedaan antara konvensional dan optimum desain dapat dilihat flow diagram pada gambar 2.4.

2.5 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik untuk menyelesaikan masalah *engineering* dan matematika fisik. Contoh dari permasalahan yang dapat diselesaikan oleh metode ini adalah analisis struktur, perpindahan panas, aliran fluida, perpindahan massa, dan potensial elektromagnetik.



Gambar 2.4. (a) Konvensional desain, (b) optimasi desain. [9]

Keunggulan dari metode elemen hingga adalah mampu untuk menyelesaikan permasalahan yang mencakup geometri yang rumit, pembebanan dan property material yang tidak bisa diselesaikan dengan metode matematika analitis. Metode matematika analitis menggunakan persamaan differential untuk menyelesaikan permasalahan sehingga memerlukan data terperinci pada setiap *body*. Hal ini jelas tidak mungkin dilakukan pada geometri yang rumit.

Berbeda dengan metode matematika analitis, metode elemen hingga menggunakan persamaan aljabar untuk menyelesaikan persoalan. Proses pada metode ini adalah memodelkan *body* dengan cara membaginya menjadi *body* yang lebih kecil atau *finite elemen* (gambar 2.5). *Body-body* tersebut

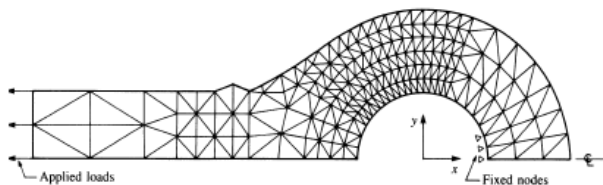
terhubung satu sama lain dengan titik (*nodes*) dan/atau *boundary line* dan/atau permukaan yang proses tersebut disebut *discretization*. Kemudian perhitungan dilakukan pada setiap *finite element* dan menggabungkannya menjadi solusi untuk keseluruhan *body*.

Secara umum langkah-langkah dalam menyelesaikan permasalahan struktur analisis dengan metode elemen hingga adalah:

1. Membagi *body* menjadi *finite elemen* dan memilih tipe elemen.

Pembagian *body* menjadi *finite elemen* harus cukup kecil untuk mendapatkan hasil yang baik namun juga harus cukup besar untuk memudahkan perhitungan. *Finite elemen* yang kecil digunakan pada *body* yang memiliki banyak perubahan *stress* pada setiap bagiannya, sedangkan elemen yang besar digunakan pada *body* yang relatif konstan perbedaannya.

Pemilihan tipe elemen pada analisis *finite elemen* tergantung pada bentuk fisik *body* pada saat kondisi dikenai beban dan sedekat apa hasil yang diinginkan oleh peneliti. Pemilihan ini bisa berdasarkan satu, dua maupun tiga dimensi. Selanjutnya pemilihan banyaknya dimensi yang sesuai dengan kondisi permasalahan juga sangat penting. Gambar tipe elemen seperti ditunjukkan gambar 2.6.



Gambar 2.5. Pembagian *body* menjadi *finite element* pada *hydraulic cylinder end*. [10]

Yang termasuk elemen satu dimensi adalah *bar* atau *truss* dan *beam elemen*. Elemen tersebut memiliki luas penampang namun digambarkan hanya dengan garis. Aktualnya luas penampang akan berbeda beda namun pada perhitungan akan dianggap konstan. Elemen dua dimensi dikenai beban pada bidangnya bisa berupa *plane stress* ataupun *plane strain*. Elemen tersebut bisa berupa *triangular* atau *quadrilateral elemen*. Elemen tiga dimensi umumnya berbentuk *tetrahedral* dan *hexahedral*. Elemen tersebut digunakan apabila menganalisis *stress* pada elemen tiga dimensi. Selain itu *axisymmetric element* dibuat dengan merotasi *triangle* atau *quadrilateral* terhadap *axis* yang tetap berada pada bidang dengan putaran 360°. Elemen tipe ini digunakan pada geometri dan pembebanan *axisymmetric*.

2. Membuat persamaan *displacement*.

Pada tahap ini yang dilakukan adalah membuat persamaan *displacement* pada setiap elemen. Persamaan ini berdasarkan elemen yang digunakan. Persamaan yang sering digunakan adalah *linear*, *quadratic*, dan *cubic polynomial* karena mudah digunakan dengan persamaan *finite element*.

3. Menentukan hubungan antara *strain/displacement* dan *stress/strain*.

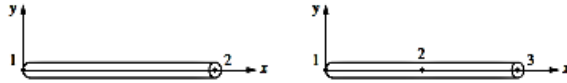
Hubungan antara *strain/displacement* dan *stress/strain* diperlukan untuk membuat persamaan setiap elemen. Deformasi pada satu dimensi arah *x* hubungan antara *strain* dengan *displacement* u adalah

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} \quad (2.4)$$

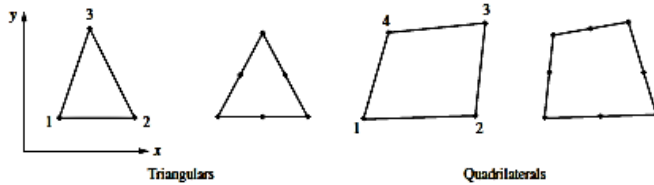
Di sisi lain *stress* berhubungan dengan *strain* atau disebut *Hooke's law*.

$$\sigma_x = E \varepsilon_x \quad (2.5)$$

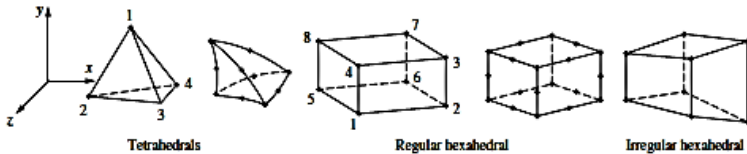
Dimana σ_x adalah *stress* pada arah x dan E adalah modulus elastisitas.



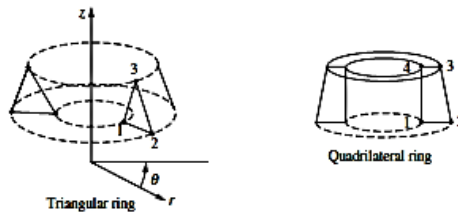
(a) Simple two-noded line element (typically used to represent a bar or beam element) and the higher-order line element



(b) Simple two-dimensional elements with corner nodes (typically used to represent plane stress/strain) and higher-order two-dimensional elements with intermediate nodes along the sides



(c) Simple three-dimensional elements (typically used to represent three-dimensional stress state) and higher-order three-dimensional elements with intermediate nodes along edges



(d) Simple axisymmetric triangular and quadrilateral elements used for axisymmetric problems

Gambar 2.6. Tipe-tipe element. [10]

4. Membuat matriks kekakuan dan persamaannya.

Dalam membuat persamaan matriks kekakuan dapat menggunakan *direct equilibrium method*, *work* atau *energy method* dan *weight residual method*.

Direct equilibrium method menyebutkan bahwa matriks kekakuan dan persamaan elemen didapatkan dengan menghubungkan antara gaya *nodal* dengan *displacement nodal* menggunakan kondisi gaya *equilibrium* pada elemen dasar. Metode ini sangat mudah sehingga sering diaplikasikan pada satu elemen satu dimensi.

Membuat persamaan pada elemen dua dan tiga dimensi lebih mudah dengan *work* atau *energy method*. Prinsip dari metode ini adalah dengan menggunakan *virtual displacement*, *minimum potensial energy* dan *Castigliano's theorem*.

Weight residual method yang sering dipakai adalah *Galerkin's method*. Metode ini menghasilkan persamaan yang sama dengan *energy method*. Namun *weight residual method* berguna saat *potensial energy* tidak ada. Metode ini membuat metode elemen hingga dapat diaplikasikan secara langsung pada persamaan diferensial.

Ketiga metode tersebut akan didapatkan persamaan matriks yang menunjukkan perilaku elemen.

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \dots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \dots & k_{3n} \\ \vdots & & & & \vdots \\ k_{n1} & & & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

Dimana $\{f\}$ adalah *vector elemen nodal forces*, $[k]$ adalah matriks kekakuan elemen dan $\{d\}$ adalah *displacement*.

5. Menyatukan persamaan tiap elemen untuk mendapatkan persamaan global dari *body* dan memasukkan *boundary condition*.

Pada tahap ini persamaan matriks kekakuan disatukan dengan cara superposisi. Superposisi ini bisa didapat dari dua metode yaitu *displacement* atau *direct stiffness method* dan *force* atau *flexibility method*. *Direct stiffness method* mengasumsikan *displacement* pada persoalan tidak diketahui. Sedangkan *flexibility method* menggunakan gaya internal sebagai komponen yang belum diketahui dalam permasalahan. Kedua metode tersebut kebanyakan yang dipakai adalah *direct stiffness method* karena pada umumnya saat mendesain beban telah ditentukan sesuai dengan kapasitas. Rumus untuk *Direct stiffness method* adalah

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (2.7)$$

Dimana F adalah *vector global nodal forces*, K adalah matriks kekakuan global dan d adalah *displacement*. Persamaan matriks kekakuan selalu *singular matric* sehingga nilai determinannya nol. Sehingga untuk permasalahan singular ini perlu memasukkan *boundary condition*. *Boundary condition* membuat struktur menjadi diam pada tempatnya. *Boundary condition* biasa juga disebut sebagai tumpuan pada struktur.

6. Menyelesaikan *degree of freedom* yang tidak diketahui.

Persamaan yang berbentuk matriks dengan n adalah *structure total number* dan *degree of freedom* yang tidak dapat diketahui diselesaikan dengan metode eliminasi seperti

metode gauss maupun dengan metode *iterative* seperti metode *gauss-seidel*.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

7. Menyelesaikan *strain elemen* dan *stress elemen*.

Permisalan struktur besarnya *strain* dan *stress* dapat diperoleh dari hubungan antara *displacement* dengan *strain* dan kemudian dari *strain* dengan *stress*.

8. Menganalisis hasilnya.

Hasil yang didapat adalah daerah yang mengalami *stress* terbesar dan daerah yang mengalami *displacement* terbesar. Kedua hasil ini menentukan apakah struktur aman atau tidak

Dengan berkembangnya metode ini penggunaan komputer sebagai alat bantu dalam perhitungan sering kali dipakai apalagi untuk menyelesaikan persoalan yang rumit. Sehingga banyak bermunculan *software-software* khusus yang memudahkan dalam perhitungan. Dengan *software* tersebut langkah-langkah dalam penyelesaian masalah menjadi lebih pendek dan mudah. Berikut adalah langkah-langkah dalam menyelesaikan analisis struktur menggunakan *software* elemen hingga.

1. Membuat model tiga dimensi dari struktur.
2. Memilih tipe analisis.
3. Menentukan *material property*.
4. Menentukan gaya pembebanan.
5. Menentukan *boundary condition*.
6. Melakukan *meshing* atau *discretization*.
7. Melakukan *running* simulasi.

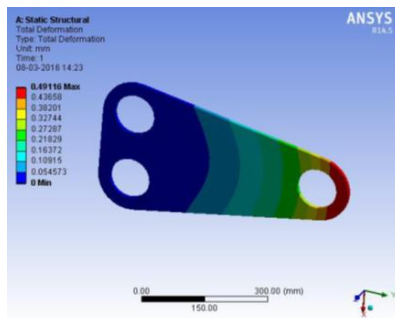
8. Dan menganalisa hasilnya (*stress, strain, displacement, factor of safety*).

2.6 Studi Pustaka

2.6.1 *Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking System*

Pada tahun 2016, Prasad Pashte, Vaibhav Narkhede, Shubham Nade, Sanket More and Yogesh L. Maske. melakukan penelitian tentang *vertical rotary parking* dengan judul “*Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking System*”. Tujuan utama penelitian tersebut adalah untuk mendesain dan mengembangkan *rotary automated car parking system* dengan kapasitas delapan mobil.

Proses desain pada penelitian meliputi semua bagian tidak terkecuali *main chain*. Bagian dari *main chain* yang didesain adalah *roller link plate* disebut sebagai *join* berfungsi sebagai dudukan *pallet*. Pembebanan pada *joint* terdiri dari massa mobil, *rod* dan *pallet*. Beban tersebut ditempatkan pada bagian ujung *joint*. Kemudian di simulasi. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. Simulasi displacement pada *join*. [11]

2.6.2 *Design Optimization of Chain Sprocket Using Finite Element Analysis*

Pada tahun 2016, Parag Nikam dan Rahul Tanpure melakukan penelitian tentang *sprocket* dengan judul “*Design Optimization of Chain Sprocket Using Finite Element Analysis*”. Tujuan penelitian tersebut adalah untuk mengurangi massa *sprocket* namun tetap aman dari sisi tegangan maupun kelelahan material.

Penelitian tersebut dilakukan dengan tahapan perhitungan beban pada setiap gigi, pemilihan material, membuat model 3D, menyimulasikan desain awal secara statis dan *fatigue*, kemudian melakukan modifikasi desain dengan menambahkan lubang berdasarkan hasil simulasi awal. selanjutnya melakukan simulasi ulang pada sprocket yang telah dimodifikasi dan yang terakhir melakukan analisis hasil simulasi untuk menarik kesimpulan.

Pembebanan maksimum pada gigi sprocket terjadi pada gigi pertama dan menurun terus pada gigi selanjutnya. Pada penelitian tersebut di asumsikan bahwa beban pada gigi kesebelas dan selanjutnya diabaikan. Persamaan 2.9 menghasilkan besaran gaya pada setiap gigi yang ditulis pada tabel 2.1.

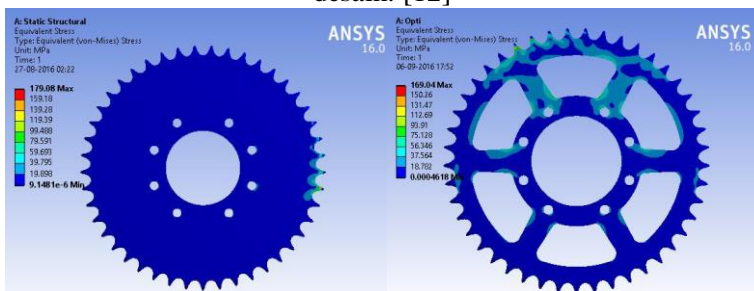
$$T_k = T_0 \left(\frac{\sin \varphi}{\sin(\varphi + 2)} \right)^{k-1} \quad (2.9)$$

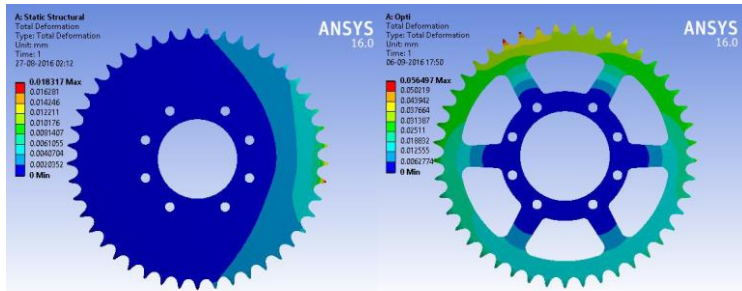
Hasil simulasi dari desain awal dan desain yang sudah dimodifikasi dibandingkan sehingga dapat diketahui optimasinya. Hasil simulasi sprocket dapat dilihat pada gambar 2.8 sampai 2.11.

Kesimpulan dari penelitian tersebut adalah optimasi *sprocket* tersebut dapat mengurangi massa sebesar 15,67%. *Von-misses stress* lebih kecil dari pada desain awal namun deformasi pada *sprocket* sedikit meningkat.

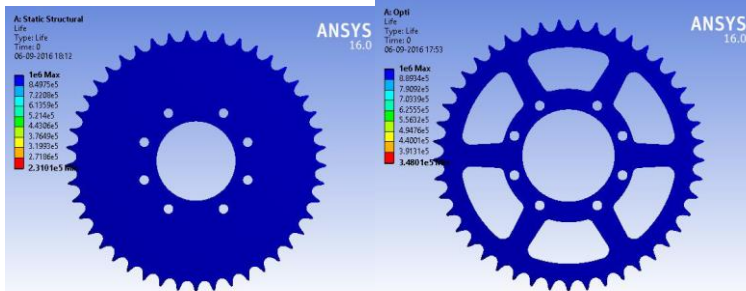
Tabel 2.1. Gaya pada setiap gigi *sprocket*.

Tooth number	Force (Newton)
T1	1177.9
T2	1251.9
T3	846.16
T4	567.99
T5	381.27
T6	255.9
T7	171.79
T8	115.31
T9	77.4
T10	51.96

Gambar 2.8. Perbandingan *meshing* desain awal dan modifikasi desain. [12]Gambar 2.9. Perbandingan *von miss stress* desain awal dan modifikasi desain. [12]



Gambar 2.10. Perbandingan deformasi desain awal dan modifikasi desain. [12]



Gambar 2.11. Perbandingan *fatigue* desain awal dan modifikasi desain. [12]

2.6.3 Optimization of Weight of Roller Chain Innerlink Plate for Typical Industrial Chain Application

Pada tahun 2016, Ajay Bhimrao Sutar dan G. E. Kondhalkar melakukan penelitian tentang *roller chain* dengan judul “*Optimization of Weight of Roller Chain Innerlink Plate for Typical Industrial Chain Application*”. Tujuan penelitian tersebut adalah untuk mendapatkan massa *roller chain innerlink plate minimum*. Proses tersebut memiliki beberapa variabel seperti ketebalan *link*, area kritis, lebar *inner link* dan bentuk dari *inner*

link. Penelitian dilakukan dengan dua metode yaitu FEA dan eksperimen.

Tahapan penelitian yang pertama adalah menghitung beban maksimum. Kemudian membuat model 3D dan melakukan simulasi, selanjutnya adalah melakukan modifikasi. Pada penelitian tersebut modifikasi dilakukan dalam tujuh tahap. Pada setiap tahap dilakukan simulasi. Hasil simulasi akan mempengaruhi modifikasi tahap selanjutnya. Tahapan modifikasi dapat dilihat pada gambar 2.12.

Modifikasi tahap pertama adalah bentuk awal. Simulasi tahap pertama diketahui pada setiap pojok mendapat *stress* yang sangat kecil oleh karena itu pada modifikasi dilakukan pada bagian pojok dengan menambahkan radius. Setelah modifikasi tahap kedua dan di simulasi diketahui bahwa daerah yang memiliki radius masih mendapat *stress* yang kecil. Sehingga pada modifikasi tahap ketiga radiusnya diperbesar hingga bertemu dan membentuk setengah lingkaran.

Setelah modifikasi tahap ketiga dan di simulasi diketahui bahwa daerah di tengah *plate* mendapat *stress* yang kecil. Sehingga pada modifikasi tahap keempat bagian tengah *plate* dilubangi. Setelah modifikasi tahap keempat dan di simulasi diketahui bahwa daerah di tengah *plate* masih mendapat *stress* yang relatif kecil. Sehingga pada modifikasi tahap kelima lubang di bagian tengah diperbesar. Setelah modifikasi tahap kelima dan di simulasi diketahui bahwa daerah di sisi atas dan bawah *plate* mendapat *stress* yang kecil. Sehingga pada modifikasi tahap keenam bagian atas dan bawah diberi cerukan.

Setelah modifikasi tahap keenam dan di simulasi diketahui bahwa *stress* pada seluruh bagian cukup merata dan kondisi tersebut masih aman. Namun *displacement* titik pusat lubang bagian samping cukup besar. Hal ini tidak bagus karena membuat rantai akan bertambah panjang saat mentransmisikan daya. Oleh

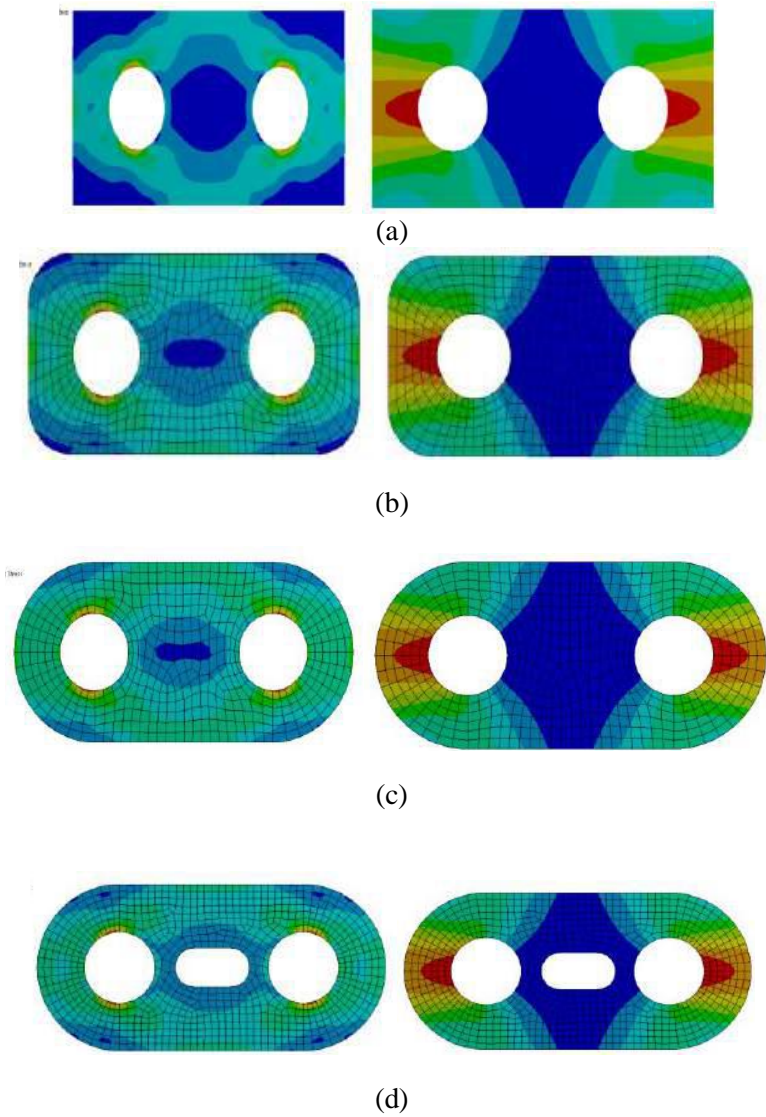
karena itu pada modifikasi tahap ketujuh lubang pada bagian tengah dihilangkan. Hasil simulasi pada simulasi tahap ketujuh adalah yang paling optimal dari sisi *stress* maupun *displacement*.

Setelah didapatkan desain yang optimal selanjutnya adalah membuat produk sesuai dengan desain tersebut sebanyak enam buah. Kemudian produk diuji pada mesin uji tarik dengan kapasitas 60 ton. Hasil dari eksperimen, perhitungan dan simulasi dibandingkan. Perbandingan tersebut dapat dilihat pada tabel 2.2.

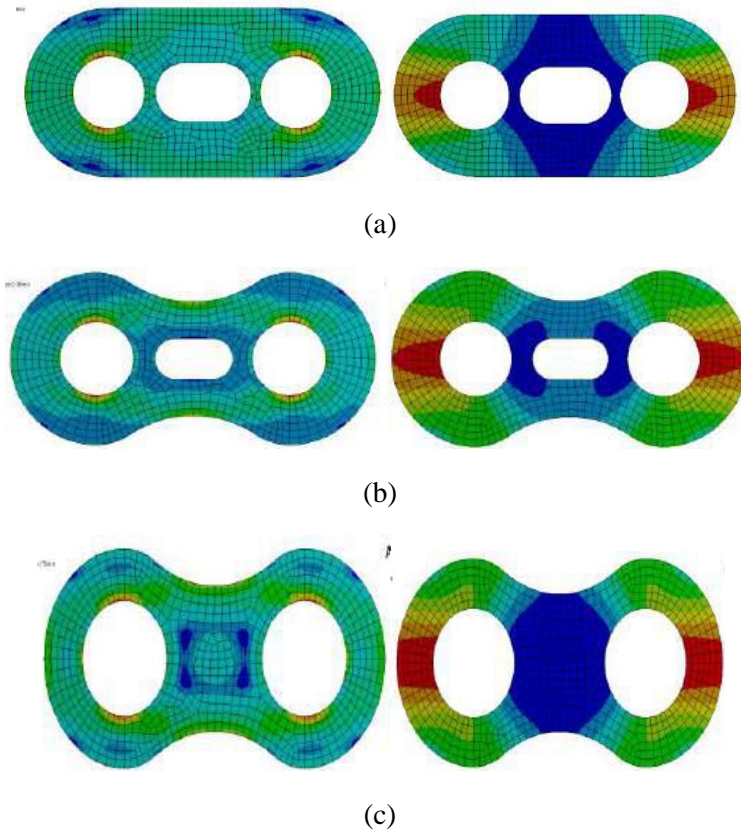
Kesimpulan dari penelitian tersebut adalah dari eksperimen diketahui bahwa konsentrasi tegangan tertinggi terjadi di dekat lubang. Dimana kegagalan material terjadi pada daerah dengan luas penampang terkecil. Berdasarkan hasil FEA dan eksperimen radius maksimal adalah 44.5 sampai dengan 55mm. Pada FEA *stress* yang dapatkan kurang lebih 10% dari perhitungan namun masih aman dengan beban 25 ton. Pada eksperimen link akan gagal pada 29.5 ton.

Tabel 2.2 Perbandingan hasil simulasi, kalkulasi dan eksperimen.

Sr. No.	Sample Code	Material	Von Misses Stress (N/mm ²)	Theoretical Stress (N/mm ²)	Experimental Breaking Load (kN)
01	Z1	EN-8	817.09	821.45	2,74,275
02	Z2	EN-8	817.09	821.45	288.600
03	Y1	EN-9	817.09	821.45	296.280
04	Y2	EN-9	817.09	821.45	299.370
05	X1	EN-19	817.09	821.45	327.900
06	X2	EN-19	817.09	821.45	289.740



Gambar 2.12. Hasil simulasi *stress* dan *displacement* (a)Tahap 1
(b) Tahap 2 (c) Tahap 3 dan (d) Tahap 4. [13]



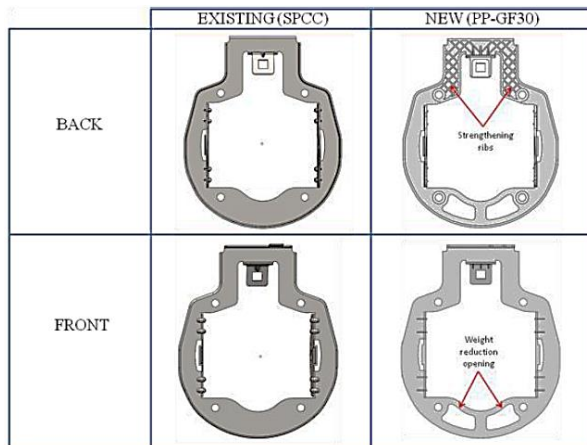
Gambar 2.13. Hasil simulasi *stress* dan *displacement* (a)Tahap 5, (b)Tahap 6, (c) Tahap 7. [13]

2.6.4 *Design Optimization of Automotive Fog-Lamp Bracket for Weight and Cost Reduction*

Pada tahun 2015, S. Norazlan, A.A. Faieza dan Z. Norzima melakukan optimasi dengan menggunakan simulasi dengan judul “*Design Optimization of Automotive Fog-Lamp Bracket for*

Weight and Cost Reduction". Tujuan penelitian tersebut adalah untuk mendapatkan massa *Automotive Fog-Lamp Bracket* yang minimum dan menurunkan biayanya. Proses pembuatan model geometri dilakukan pada solidworks dan simulasi menggunakan solidworks simulasi. Simulasi yang digunakan yaitu simulasi statis dan dinamis. Sedangkan *solidworks design study* digunakan untuk mendapatkan parameter dimensi yang optimum. Tahapan optimasi pada penelitian ini dibagi menjadi empat. Yang pertama adalah optimasi *part feature*, yang kedua adalah optimasi massa dengan memberi lubang dan memvariasikan dengan *solidworks design study*, yang ketiga adalah meningkatkan kekuatan dan yang terakhir adalah pengetesan dengan beberapa jenis material yang berbeda.

Hasilnya biaya material dapat diturunkan sebesar 70% dan massa turun hampir 80% dengan perubahan material. Sedangkan *stress* dan natural frekuensi sedikit berbeda dengan desain awal namun masih aman. Perbandingan desain awal dengan desain yang telah dioptimasi dapat dilihat pada gambar 2.14.



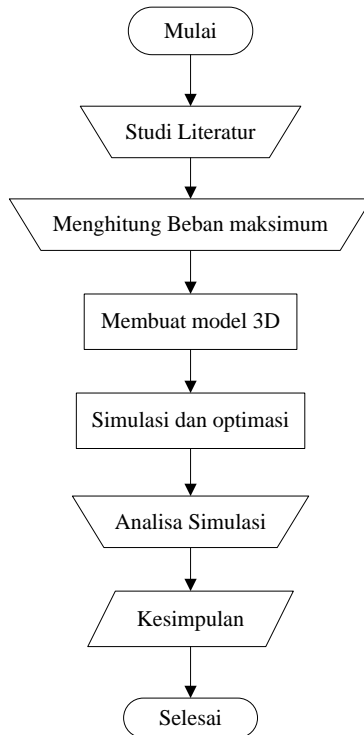
Gambar 2.14. Desain awal dan desain yang telah dioptimasi pada *Automotive Fog-Lamp Bracket*. [14]

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Penelitian ini dilakukan berdasarkan tahapan-tahapan yang sistematis. Hal ini dilakukan agar memperoleh hasil penelitian yang sesuai harapan. Tahapan-tahapan tersebut ditunjukkan dalam diagram alir penelitian seperti pada gambar 3.1.



Gambar 3.1. Diagram alir Tugas Akhir

Pada diagram tersebut terdapat beberapa blok yaitu bulat untuk mulai dan selesai, jajar genjang untuk data, kotak untuk proses, trapesium terbalik proses manual, dan belah ketupat untuk keputusan.

3.2 Langkah-langkah Penelitian

3.2.1 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk memperkuat landasan teori yang digunakan dalam penelitian. Studi literatur dilakukan dengan mengumpulkan data-data penelitian terdahulu mengenai *vertical rotary parking* maupun tentang transmisi rantai. Selain itu data lain seperti properti material dan tentang metode elemen hingga juga dibutuhkan. Data tersebut bisa dalam bentuk jurnal ilmiah maupun *text book* yang dapat dipertanggungjawabkan isinya.

Data desain yang akan dioptimasi didapatkan dari situs resmi produk dan juga dari pengukuran langsung. Desain yang akan dioptimasi adalah desain *vertical rotary parking* dengan merek Parkir Kita dengan kapasitas 10 mobil. Spesifikasi produk tersebut dapat dilihat pada tabel 3.1.

Dimensi *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* didapatkan dari pengukuran langsung produk. Sehingga mungkin terdapat kesalahan pengukuran akibat toleransi saat proses permesinan. Namun pada penelitian kesalahan tersebut diabaikan. Dimensi dari desain awal dapat dilihat pada lampiran A.

Material tidak disebutkan dalam situs maupun katalog sehingga penulis mengasumsikan bahwa material yang dipakai adalah ASTM A36 karena material tersebut adalah material yang umum digunakan. Hal tersebut tentu saja tidak sesuai dengan

perhitungan sebenarnya. Namun yang perlu diperhatikan material pengganti harus se mirip mungkin karena hasil *displacement* yang berbeda-beda pada setiap material akan sangat mempengaruhi fungsi dari produk tersebut.

Hal pertama yang dilakukan dalam optimasi *main chain* adalah mengubah posisi kontak dan mengubah tumpuan. Awalnya kontak terjadi antara *sprocket* dengan *link plate* kemudian dirubah sehingga kontak terjadi antara *sprocket* dengan *pin*. Tujuan dari perubahan kontak ini adalah dapat mengurangi massa *link plate* secara signifikan dan menyederhanakan bentuknya sehingga proses pembuatan *link plate* lebih mudah. Perubahan kontak dan tumpuan pada *sprocket* dapat dilihat pada gambar 3.2.

Tabel 3.1. Spesifikasi *Vertical Rotary Parking*. [2]

MODEL		MPRO 10
Capacities (Car)		10 Cars
Unit Dimension (mm)	L	6590 (covered 7000)
	W	5380 (covered 6000)
	H	15,250
Available Car (mm)	L	4750
	W	1870
	H	1830
	Weight Max (Kg)	2200

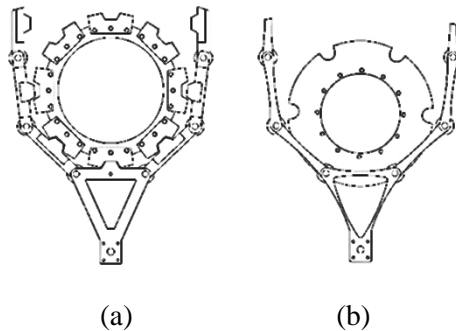
Langkah selanjutnya adalah optimasi *sprocket*. Akibat dari perubahan kontak maka diameter *sprocket* menjadi lebih besar dan bentuk gigi pada *sprocket* mengikuti bentuk pin. Berdasarkan jurnal-jurnal yang telah ada maka optimasi dapat dilakukan pada bagian yang mendapatkan *stress* relatif kecil. Sehingga optimasi pada *sprocket* dilakukan pada area yang diarsir, yaitu area *sprocket* yang mendapatkan *stress* yang relatif kecil (Gambar 3.3 (a)). Pada area tersebut akan diberi cerukan untuk mengurangi massa *sprocket*.

Cerukan pada *sprocket* akan divariasikan untuk mendapatkan massa minimum dengan cara merubah dimensi. Dimensi tersebut disimbolkan dengan huruf *m*. Posisi dimensi *m* dapat dilihat pada gambar 3.3 (b). dimensi tersebut menunjukkan jarak tepian dengan perpotongan garis bantu yang menghubungkan kedua garis.

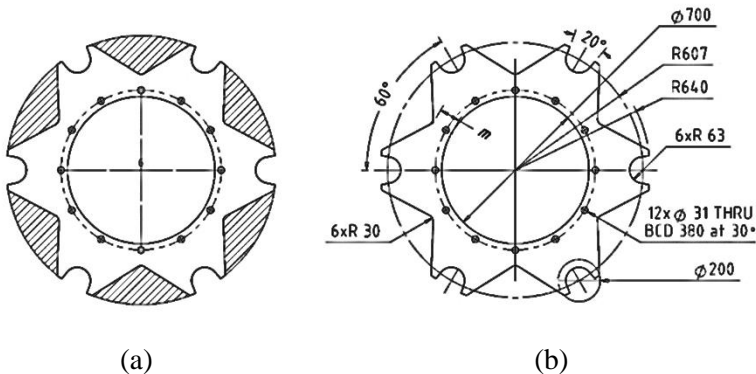
Langkah terakhir adalah optimasi *chain*. Pada *chain* ada beberapa bagian namun bagian yang akan dioptimasi hanyalah bagian *link plate* dan *pallet hanger*. Karena bagian ini adalah bagian yang menyumbang massa terbesar pada *chain*, selain itu proses optimasi ini berusaha untuk tidak banyak mengubah dari desain awal dengan tujuan agar produk *vertical rotary parking* yang telah ada dapat di *upgrade* dengan *part* yang telah dioptimasi. Proses optimasi pada bagian *link plate* dan *pallet hanger* juga dilakukan pada area yang mendapatkan *stress* yang relatif kecil. Akibat perubahan kontak bentuk dari *link plate* dan *pallet hanger* menjadi lebih sederhana sehingga area yang mendapat *stress* terkecil yaitu pada area yang diarsir. Pada area tersebut akan diberi cerukan di kedua sisinya seperti gambar 3.4 (a) dan 3.5 (a).

Pada *link plate* besarnya cerukan disimbolkan dengan huruf *n*. yaitu jarak terpendek dari cerukan seperti ditunjukkan pada Gambar 3.4 (b). Nilai *n* akan divariasikan untuk mendapatkan massa minimum *link plate*.

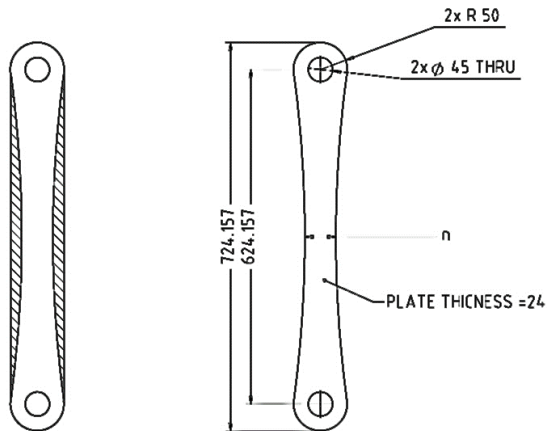
Sedangkan *pallet hanger* juga akan diberikan cerukan, namun cerukan tersebut diberikan tidak hanya pada *colom* diantara lubang *pin* melainkan juga pada *column* antara lubang *pin* dengan kedudukan *pallet*. Besarnya cerukan pada *column* diantara lubang *pin* disimbolkan dengan huruf *o* dan besarnya cerukan pada *column* antara lubang *pin* dengan kedudukan *pallet* disimbolkan dengan huruf *p*. Posisi dimensi *o* dan *p* seperti ditunjukkan pada gambar 3.5 (b). Nilai *o* dan *p* akan divariasikan untuk mendapatkan massa minimum *pallet hanger*.



Gambar 3.2. Perubahan kontak (a) *sprocket* dengan *link plate*,
(b) *sprocket* dengan *pin*.



Gambar 3.3. (a) Area *sprocket* yang dapat dioptimasi,
(b) Dimensi *sprocket*.

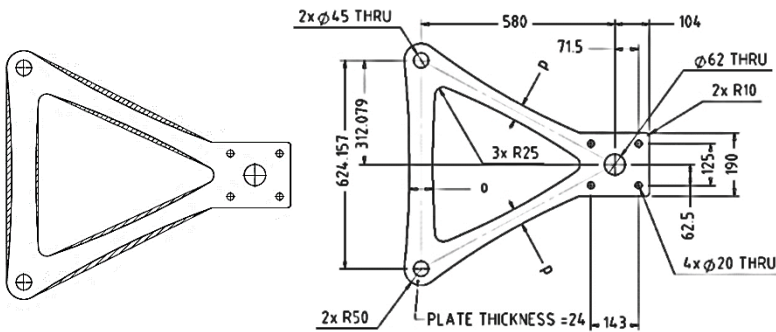


(a)

(b)

Gambar 3.4.

(a) Area *link plate* dapat dioptimasi dan
(b) Dimensi *link plate*.



(a)

(b)

Gambar 3.5.

(a) Area *pallet hanger* yang dapat dioptimasi dan
(b) Dimensi *pallet hanger*.

3.2.2 Perhitungan Beban Maksimum

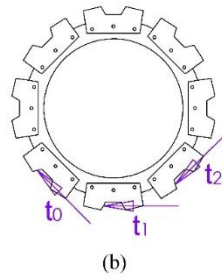
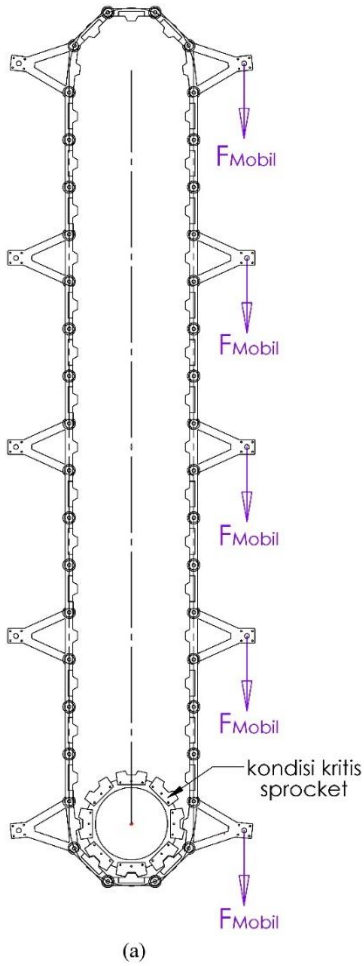
Perhitungan beban maksimum dilakukan pada setiap bagian yang akan dioptimasi. Perhitungan ini harus memperhatikan gaya-gaya yang terjadi pada sistem *vertical rotary parking* secara keseluruhan. Oleh karena itu perlu dibuat *free body diagram* sistem secara keseluruhan sehingga *free body diagram* pada bagian-bagian yang dioptimasi dapat dibuat. Pada setiap bagian yang dioptimasi beban akan dikalikan 1.5 sebagai *force factor*.

3.2.2.1 Perhitungan Beban Maksimum pada *Sprocket*

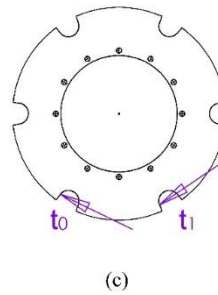
Baban maksimum pada *sprocket* terjadi ketika salah satu sisi *vertical rotary parking* terisi lima buah mobil (gambar 3.6 (a)). Beban hanya terdiri dari mobil saja karena beban dari *pallet* saling meniadakan. Pada *vertical rotary parking* terdapat dua *sprocket*. Jadi untuk simulasi satu *sprocket* beban maksimum dibagi dua. Berat mobil maksimum adalah 2200 kg. Sehingga beban maksimum pada satu *sprocket* adalah:

$$\begin{aligned} F_{sprocket} &= \frac{5}{2} \cdot 1.5 \cdot \text{massa mobil} \\ &= \frac{5}{2} \cdot 1.5 \cdot 2200 \\ &= 8250 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Sprocket pada *vertical rotary parking* terdiri dari delapan gigi. Pada desain awal hanya tiga gigi *sprocket* bersentuhan dengan *chain* seperti gambar 3.6 (b). Sedangkan setelah dirubah posisi kontak maka dua empat gigi *sprocket* yang bersentuhan dengan *chain* seperti pada gambar 3.6 (c). Pembebanan pada masing-masing gigi adalah:



Note: Tumpuan Fix pada setiap lubang baut.



Note: Tumpuan Fix pada lubang.

Gambar 3.6. (a). Kondisi beban maksimum *sprocket* (b). *FBD* desain awal *sprocket*, dan (c) *FBD* desain optimasi *sprocket*.

$$\alpha = \frac{360^\circ}{n} = \frac{360^\circ}{8} = 45^\circ \quad (3.2)$$

$$\varphi = 35^\circ - \frac{120^\circ}{n} = 35^\circ - \frac{120^\circ}{8} = 20^\circ \quad (3.3)$$

$$t_n = t_{n-1} \left[\frac{\sin \varphi}{\sin \alpha + \varphi} \right] \quad (3.4)$$

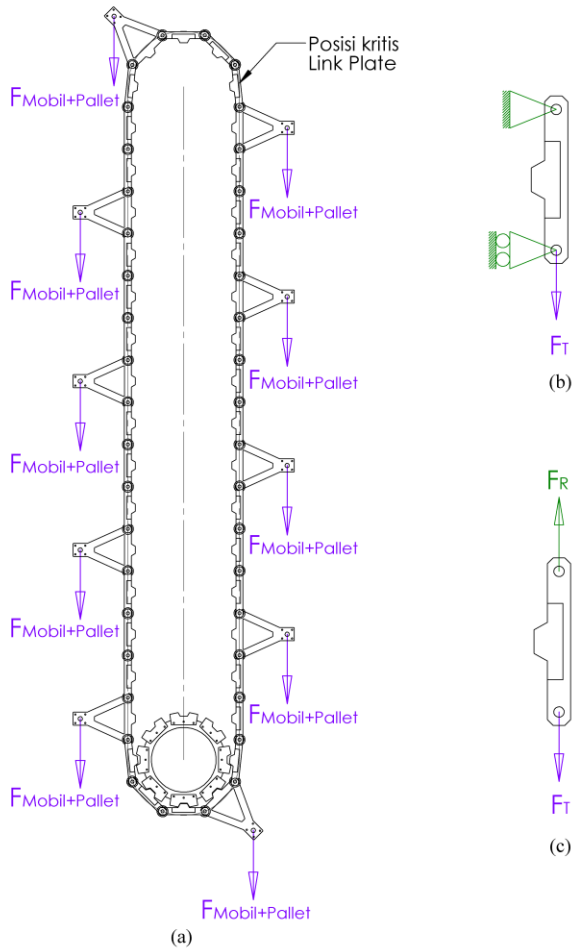
$$\begin{aligned} t_0 &= F_{sprocket} \\ &= 8250 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} t_1 &= 8250 \left[\frac{\sin 20}{\sin(45 + 20)} \right] \\ &= 3113.364 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} t_2 &= 2075.576 \left[\frac{\sin 20}{\sin(45 + 20)} \right] \\ &= 1174.913 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.7)$$

3.2.2.2 Perhitungan Beban Maksimum *Link Plate*

Beban maksimum pada link plate terjadi saat *vertical rotary parking* terisi penuh 10 buah mobil seperti pada gambar 3.7 (a). Beban tersebut terdiri dari berat mobil dan berat *pallet*. Tegangan yang terjadi akibat tarik menarik antara *pallet* berisi mobil pada sisi kanan dan pada sisi kiri. Pada sisi kanan dan kiri masing-masing terdapat lima buah *pallet* berisi mobil. Beban maksimum pada *link plate* akan dibagi empat karena terdapat dua *chain* yang menahan *pallet* sedangkan satu *chain* terdapat dua *link plate*. Sehingga beban maksimum pada satu *link plate* adalah:



Gambar 3.7. (a). Kondisi beban maksimum *link plate*, (b) Gaya dan tumpuan *link plate*, dan (c) *FBD link plate*.

$$\begin{aligned}
 F_T &= \frac{5}{4} \cdot 1.5 \cdot (\text{massa mobil} + \text{massa pallet}) & (3.9) \\
 &= \frac{5}{4} \cdot 1.5 \cdot (2200 + 400) \\
 &= 4875 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Posisi pembebanan pada *link plate* yang paling ekstrem adalah pada posisi samping paling atas (gambar 3.7 (b)). Karena pada posisi tersebut beban kelima mobil di sisi kanan mengimbangi beban di sisi kiri dan saling menarik *link plate* ke arah vertikal. *Free body diagram* pembebanan pada *link plate* dapat dilihat pada gambar 3.7 (c).

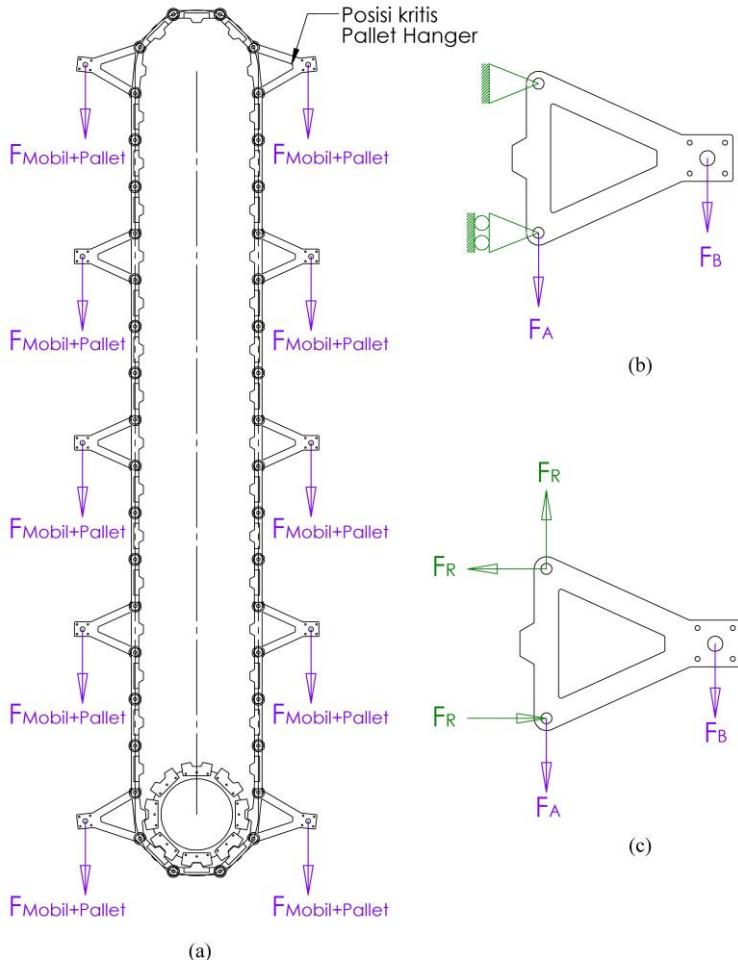
3.2.2.3 Perhitungan Beban Maksimum *Pallet Hanger*

Beban maksimum pada *pallet hanger* terjadi saat *vertical rotary parking* terisi penuh 10 buah mobil seperti pada gambar 3.8 (a). Beban tersebut terdiri dari berat mobil dan berat *pallet*. Tegangan yang terjadi akibat tarik menarik antara palet berisi mobil di sisi kanan dan di sisi kiri. Pada sisi kanan dan kiri masing-masing terdapat lima buah *pallet* berisi mobil. Namun pada *pallet hanger* satu beban *pallet* berada di ujung. Sehingga bebannya yaitu beban di ujung (F_B) yang beban yang berada di lubang (F_A) dan beban pada lubang akibat berat palet dan mobil di sisi lainnya (F_T) seperti pada gambar 3.8 (b). Besar F_B akan dibagi 2 karena satu palet akan di tumpu dua *pallet hanger*, sedangkan F_A dan F_T akan dibagi empat karena terdapat dua *chain* yang menahan *pallet* sedangkan satu *chain* terdapat dua *pallet hanger*. Besarnya F_B , F_A dan F_T adalah:

$$\begin{aligned}
 F_B &= \frac{1}{2} \cdot 1.5 \cdot (\text{massa mobil} + \text{massa pallet}) & (3.10) \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 1.5 \cdot (2200 + 400) \\
 &= 1950 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_A &= \frac{4}{4} \cdot 1.5 \cdot (\text{massa mobil} + \text{massa pallet}) & (3.11) \\
 &= \frac{4}{4} \cdot 1.5 \cdot (2200 + 400) \\
 &= 3900 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Posisi pembebanan pada *pallet hanger* yang paling ekstrem adalah pada posisi samping atas (gambar 3.8 (b)) seperti pada *link plate*. Karena pada posisi tersebut beban pada sisi kanan yaitu 4 palet dan mobil menarik pallet hanger pada lubang pin dan satu beban pallet dan mobil menarik pada dudukan pallet. Total beban tersebut diimbangi oleh beban lima pallet dan mobil di sisi kiri. Sehingga menghasilkan gaya tarik menarik dan gaya momen yang ditahan roller guide yang ada pada struktur. *Free body diagram* pembebanan pada *pallet hanger* dapat dilihat pada gambar 3.8 (c).

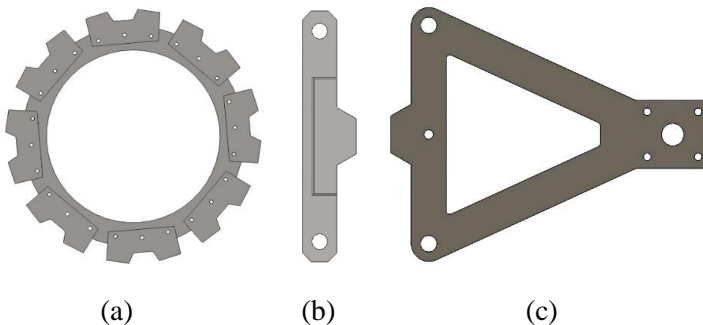


Gambar 3.8. (a). Kondisi beban maksimum *pallet hanger*,
(b) Gaya dan tumpuan *pallet hanger*, dan (c) FBD *pallet hanger*.

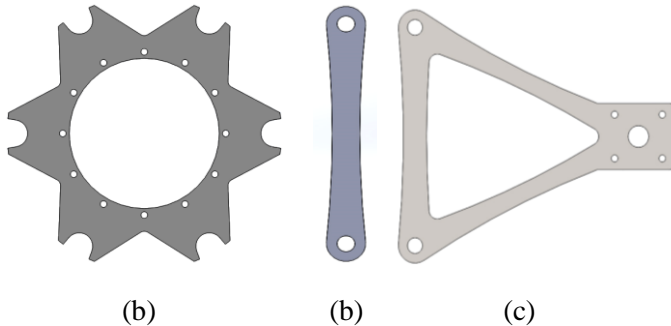
3.2.3 Pembuatan Model 3D

Pembuatan model 3D adalah proses menggambar bentuk tiga dimensi produk, proses dilakukan dengan menggunakan *software* solidworks 2016. Bagian yang dimodelkan meliputi bagian *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger*. Pembuatan model desain awal produk memerlukan data pengukuran dari produk yang telah jadi seperti pada lampiran A. Bentuk model 3D desain awal dapat dilihat pada gambar 3.9

Selain desain awal, desain yang dioptimasi juga dibuat. Optimasi ini hanyalah hipotesis yang nantinya akan disesuaikan pada saat simulasi. Dasar dari hipotesis tersebut mengacu pada studi literatur. Proses tersebut dimulai dengan mengubah kontak kemudian menambahkan cerukan pada *sprocket* dan memberi cerukan pada *link plate* dan *pallet hanger*. Gambar hasil model 3D optimasi desain dapat dilihat pada gambar 3.10.



Gambar 3.9. Hasil pembuatan model 3D desain awal (a) *sprocket*, (b) *link plate*, dan (c) *pallet hanger*.

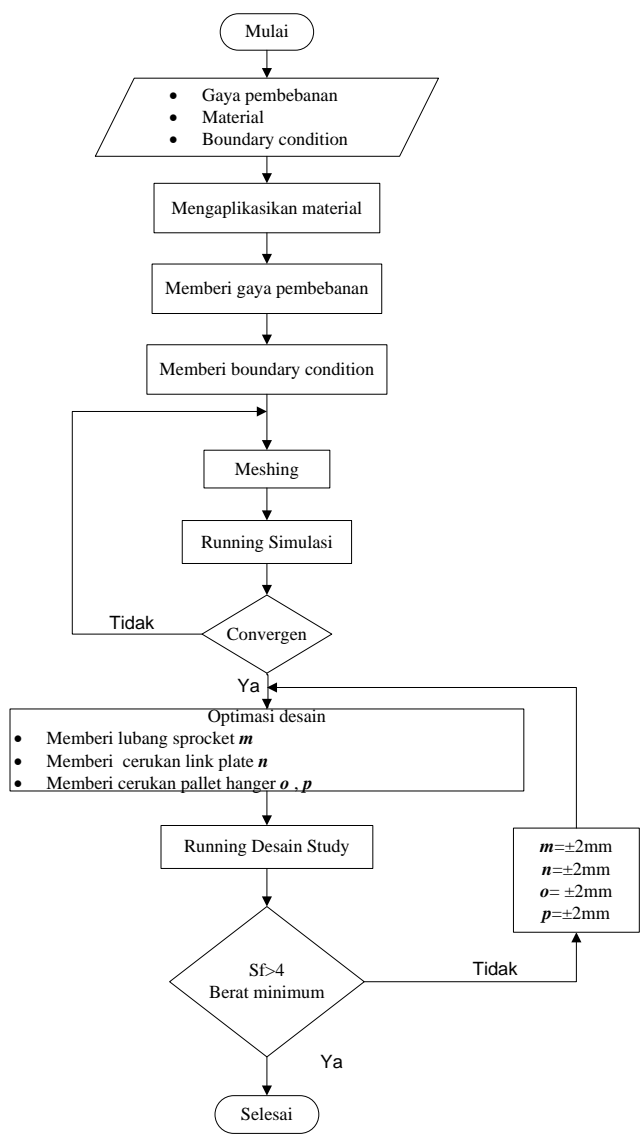


Gambar 3.10. Hasil pembuatan model 3D optimasi desain (a) *sprocket*, (b) *link plate*, dan (c) *pallet hanger*.

3.2.4 Simulasi dan Optimasi

Pada penelitian ini terdapat tiga simulasi pengujian yaitu pengujian pada *sprocket*, pengujian pada *link plate* dan pengujian pada *pallet hanger*. Simulasi ini dilakukan pada *software* solidworks 2016. Ada dua tipe simulasi yang digunakan pada *software* tersebut yaitu *static analysis* dan *design study*. *Static analysis* digunakan untuk mengetahui *stress* dan *displacement* pada kondisi pembebanan *statis*. Simulasi statis dipilih karena putaran *sprocket* cukup lambat dan menggunakan safety factor 4 yaitu untuk beban kejut. Sedangkan *design study* digunakan mendapatkan desain yang optimal dengan cara melakukan iterasi atau memvariasikan dimensi dan menyimulasi sampai tujuan dari desain tercapai.

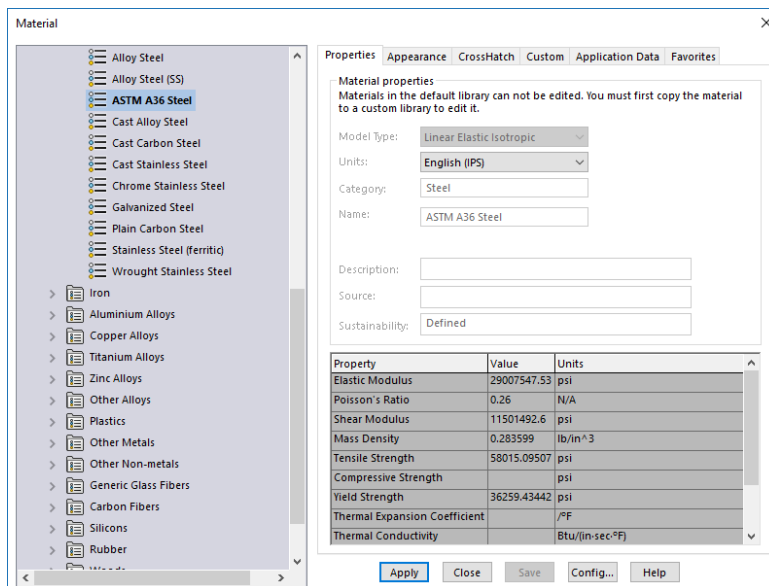
Simulasi dan dibagi menjadi tahap-tahap untuk mendapatkan hasil yang diinginkan yang dapat dilihat pada gambar 3.11



Gambar 3.11. Diagram alir simulasi

3.2.4.1 Mengaplikasikan Material

Dalam proses simulasi tahap pertama adalah mengaplikasikan material. Data desain terdahulu di asumsikan bahwa material yang digunakan pada *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* adalah ASTM A36. Material properties ASTM A36 diperoleh dari *library* yang telah ada pada *software* solidworks 2016. Jendela material library solidworks 2016 dapat dilihat pada gambar 3.12.



Gambar 3.12. Jendela *material library* ASTM A36 pada solidworks 2016.

3.2.4.2 Memberi Gaya Pembebanan

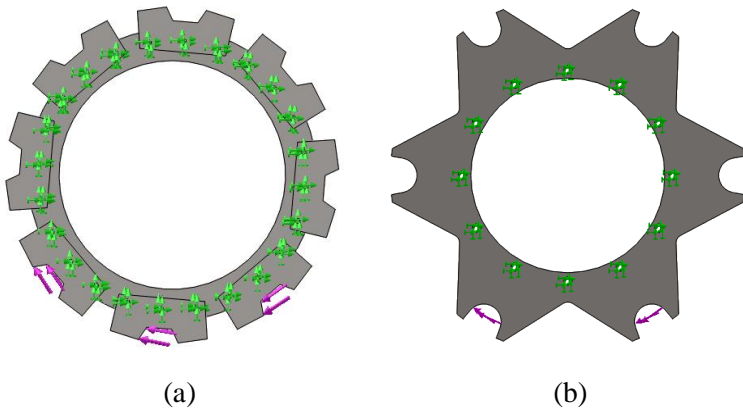
Gaya pembebanan akan menimbulkan tegangan. Besar, arah dan posisi pembebanan perlu diperhatikan agar hasil

simulasi menjadi semakin nyata. Pada solidworks 2016 terdapat berbagai jenis pembebanan disimbolkan dengan tanda panah berwarna ungu. Pada penelitian kali ini akan digunakan *force*. Besarnya nilai *force* sesuai dengan perhitungan beban yang diperoleh dari spesifikasi *vertical rotary parking*.

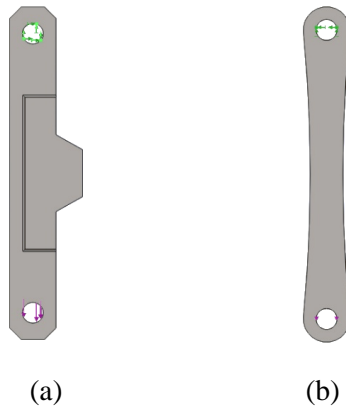
Pemberian *force* pada *sprocket* sesuai dengan teori bahwa setiap gigi akan mendapat gaya yang berbeda. Jadi gaya akan diberikan pada gigi yang bersentuhan dengan *chain*. Besaran gaya tersebut telah diperhitungkan pada bab 3.2.3.1. Sedangkan arahnya sesuai dengan *free body diagram* (gambar 3.6). Pada gambar 3.13 dapat dilihat pemberian beban pada desain awal sprocket maupun desain optimasi *sprocket*.

Pemberian *force* pada *link plate* sesuai dengan kondisi beban maksimum. Yaitu gaya pada dua buah lubang dengan arah yang berlawanan. Besaran gaya tersebut telah diperhitungkan pada bab 3.2.3.2. Sedangkan arahnya sesuai dengan *free body diagram* (Gambar 3.7 (c)). Pada gambar 3.14 dapat dilihat pemberian beban pada desain awal pada *link plate* maupun desain optimasi *link plate*.

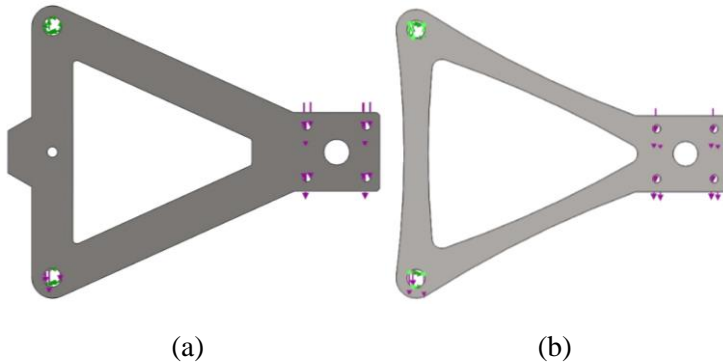
Pemberian *force* pada *pallet hanger* sesuai dengan kondisi beban maksimum. Yaitu gaya pada dua buah lubang dengan arah yang berlawanan. Selain itu juga ada gaya di ujungnya. Besaran gaya tersebut telah diperhitungkan pada bab 3.2.3.3. Sedangkan arahnya sesuai dengan *free body diagram* (Gambar 3.8 (c)). Pada gambar 3.14 dapat dilihat pemberian beban pada desain awal *pallet hanger* maupun desain optimasi *pallet hanger*.



Gambar 3.13. Pembebanan dan tumpuan pada *sprocket*, (a) awal dan (b) optimasi.



Gambar 3.14. Pembebanan dan tumpuan pada *link plate*, (a) awal dan (b) optimasi.



Gambar 3.15. Pembebanan dan tumpuan pada *pallet hanger*, (a) awal dan (b) optimasi.

3.2.4.3 Memberi *Boundary Condition*

Boundary condition adalah batasan yang membuat matriks kekakuan menjadi tidak singular sehingga persamaan matriks tersebut bisa diselesaikan. Pada struktur batasan ini biasa disebut tumpuan. Pada solidworks 2016 ada beberapa tumpuan yang sering dipakai yaitu *fixed geometry*, *roller/sliding* dan *fixed hinge*. *Fixed geometry* maksudnya adalah bagian permukaan yang diberikan *boundary condition* tersebut akan tetap di tempatnya dalam aplikasinya bisa juga dimisalkan seperti dilas. *Roller/sliding* berarti dapat bergeser pada dua sumbu dan berputar pada satu sumbu. Sedangkan *fixed hinge* dapat berputar dan bergeser terhadap satu sumbu. Tumpuan ini disimbolkan dengan panah berwarna hijau, arah panah menunjukkan arah yang tidak bergerak.

Boundary condition pada *sprocket* adalah tumpuan *sprocket*. *Sprocket* bertumpu pada *gear* dengan menggunakan enam belas buah baut. Sehingga dapat di asumsikan sebagai *fixed geometry* pada masing-masing lubang baut seperti gambar 3.13.

Sedangkan desain optimasi tumpuan fix terjadi pada tumpuan yaitu lubang yang berhubungan dengan poros.

Boundary condition pada *link plate* adalah tumpuan pada pin. Sehingga dapat di asumsikan salah satu lubang sebagai *fixed hinge* dan pada lubang lainnya hanya dapat bergerak searah sumbu *link plate* yaitu *roller/sliding* seperti gambar 3.14.

Boundary condition pada *pallet hanger* sama dengan *link plate* yaitu tumpuan pada pin. Sehingga dapat di asumsikan salah satu lubang sebagai *fixed hinge* dan pada lubang lainnya hanya dapat bergerak searah sumbu *pallet hanger* yaitu *roller/sliding* seperti gambar 3.15.

3.2.4.4 *Meshing*

Meshing adalah proses pembagian *body* menjadi elemen-elemen yang lebih kecil. Proses ini sangat mempengaruhi hasil dari simulasi. Oleh karena itu *meshing* harus dilakukan dengan jenis dan jumlah elemen yang sesuai.

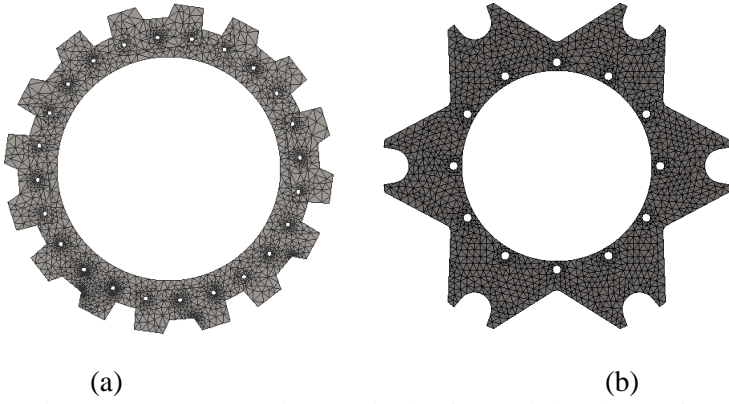
Pada solidworks 2016 terdapat beberapa jenis *mesh* yaitu *solid mesh*, *shell mesh* dan *beam mesh*. Pemilihan jenis *mesh* ini tergantung pada tingkat ketelitian yang diinginkan. Seperti contohnya sebuah plat dapat dianalisis dengan *solid mesh* maupun dengan *shell mesh*., Elemen yang dihasilkan dengan *solid mesh* akan lebih banyak dan hasil lebih teliti. Sedangkan dengan *shell mesh*, elemen yang dihasilkan lebih sedikit sehingga perhitungan lebih cepat dengan hasil yang kurang teliti namun hasil tersebut tidak berbeda jauh.

Pada solidworks 2016 parameter untuk mengatur *meshing*. Yang pertama adalah *standard mesh* yaitu *mesh* yang dibuat berdasarkan geometri keseluruhan *body*. Ukuran *mesh* dapat diatur menjadi tiga level yaitu *coarse*, *normal*, dan *fine*. Level ini

menunjukkan besarnya ukuran elemen. Kedua adalah *curvature based mesh* yaitu *mesh* yang dibuat menyesuaikan dengan *curve* yang ada pada *body*. Jenis ini juga dapat diatur seperti pada *standard mesh*. Selain itu juga ada pengaturan banyaknya *mesh* dalam satu buah *curve* dan rasio perubahan *mesh*. Ketiga adalah gabungan dari *standard* dan *curvature based mesh*. Selain ketiga parameter tersebut ada juga option yang dapat mendeteksi bagian yang memiliki feature dimensi yang kecil dan secara otomatis memperkecil ukuran mesh pada bagian tersebut. Option tersebut adalah *automatic transition*. Kekurangan dari *automatic transition* adalah memperkecil semua bagian dengan *feature* dimensi yang kecil padahal belum tentu pada bagian tersebut terdapat konsentrasi tegangan. Sehingga untuk mengubah ukuran mesh pada bagian yang terdapat konsentrasi tegangan bisa menggunakan *mesh control*.

Pada solidworks 2016 telah disediakan fasilitas dengan *solver* yang disebut *h adaptive solver* untuk memperoleh hasil yang *convergent*. *Solver* ini akan otomatis melakukan perubahan ukuran meshing pada daerah dengan error yang besar seperti pada daerah dengan konsentrasi tegangan. Perubahan ini akan dilakukan maksimum lima kali. Perbedaan hasil simulasi akan dibandingkan. Dan akan berhenti apabila perbedaannya sesuai dengan toleransi telah ditentukan.

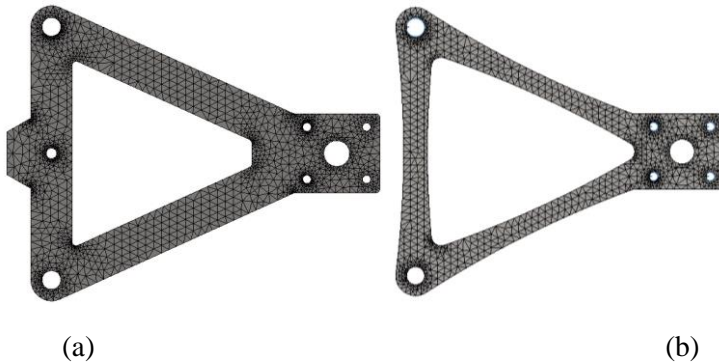
Meshing pada desain awal dan modifikasi desain pada *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* menggunakan *solid mesh* karena tebal *plate* lebih dari satu per-sepuluh dari lebar. Parameter menggunakan *curvature based mesh*. Sedangkan *solver h adaptive method* dengan toleransi 99% digunakan untuk mendapatkan hasil yang *convergent*. Hasil *meshing* dapat dilihat pada gambar 3.16 sampai dengan 3.18.



Gambar 3.16. (a). *Meshing* pada desain awal dan (b). optimasi desain *sprocket*.

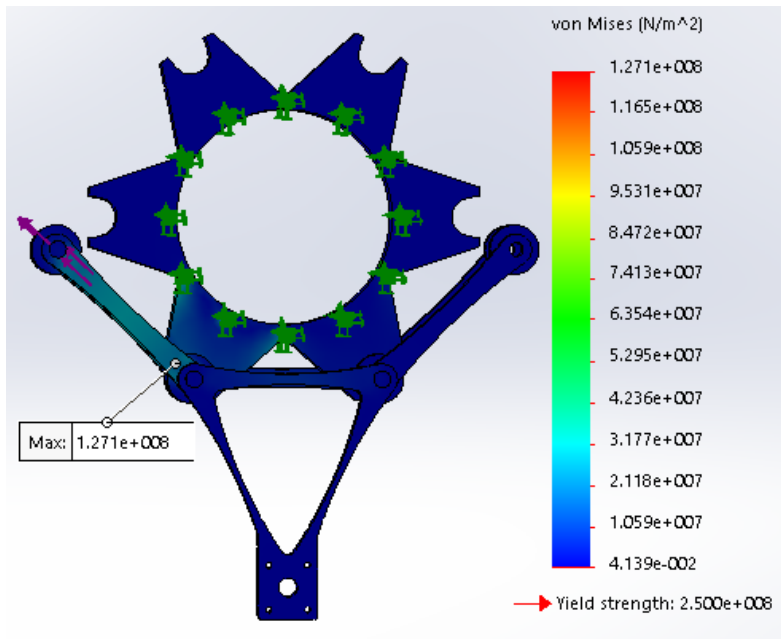


Gambar 3.17. (a). *Meshing* pada desain awal dan (b). optimasi desain *link plate*.



Gambar 3.18. (a). *Meshing* pada desain awal dan (b). optimasi desain *pallet hanger*.

Pada Simulasi dengan metode elemen hingga perlu dilakukan verifikasi untuk mengetahui apakah hasil simulasi yang didapat sesuai. Apabila tidak sesuai maka meshing perlu diulangi dengan mengganti parameter seperti ukuran mesh dan tipe *element*. Beberapa metode verifikasi yang dipakai pada penelitian ini adalah convergent test yang dilakukan dengan bantuan *h adaptive solver*. Selain itu juga menggunakan simulasi secara sistem yaitu untuk memeriksa *contact stress* pada sprocket seperti pada gambar 3.19. Gambar 3.19 menunjukkan tegangan terbesar terjadi pada daerah *contact* antara *sprocket* dengan *roller*. Besarnya nilai *contact stress* pada bagian *sprocket* masih dianggap aman karena masih dibawah *yield stress* atau berada di daerah elastis. *Contact stress* dapat mengakibatkan *fatigue* sehingga perlu diperhatikan. Selain kedua metode diatas masih banyak metode lain yang dapat digunakan seperti membandingkan hasil simulasi dengan perhitungan secara manual.



Gambar 3.19. Verifikasi *contact stress* pada *sprocket*.

3.2.4.5 Design Study

Optimasi desain bertujuan mengurangi berat komponen, untuk mengurangi berat komponen perlu mengurangi material. Melihat dari jurnal-jurnal yang telah ada maka untuk mengurangi berat *sprocket* maka *sprocket* diberi lubang sedangkan pada *link plate* dan *pallet hanger* diberi cerukan. Kemudian simulasi pada produk komponen tersebut dengan ukuran lubang dan cerukan yang bervariasi dilakukan untuk mengetahui besarnya lubang dan cerukan yang optimal maka perlu dilakukan.

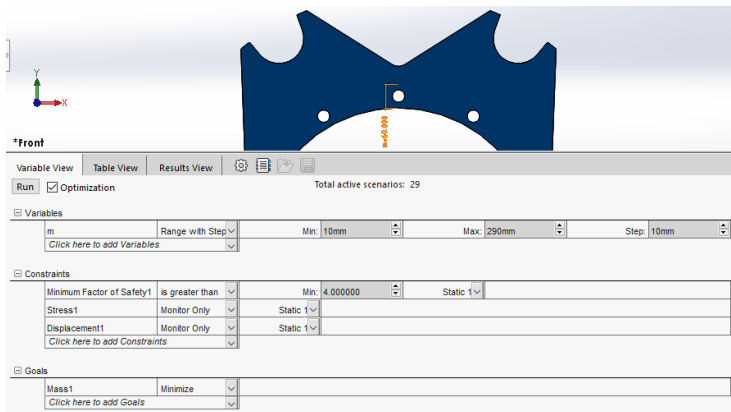
Pada optimasi *sprocket* bagian yang divariasikan adalah besarnya cerukan. Besarnya cerukan diukur dari jaraknya dengan

diameter dalam dengan perpotongan garis bantu yang menghubungkan dua garis. Jarak tersebut disimbolkan dengan *m*. Proses *design study* pada *sprocket* dapat dilihat pada gambar 3.20.

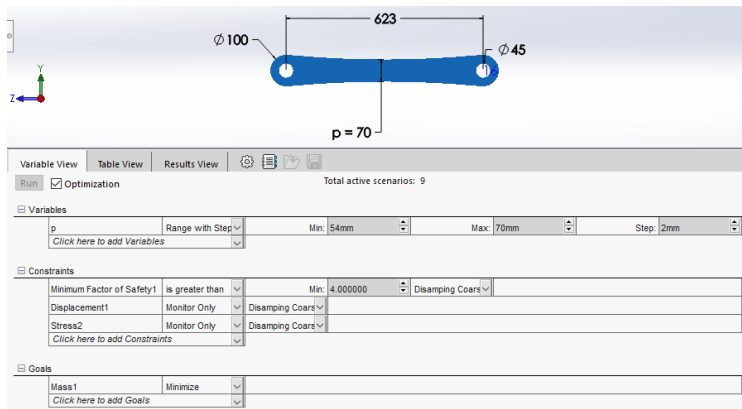
Pada modifikasi *link plate* yang divariasikan adalah cerukan. Dalamnya cerukan diukur dari jaraknya minimum kedua cerukan. Jarak tersebut disimbolkan dengan *p*. Proses *design study* pada *link plate* dapat dilihat pada gambar 3.21.

Pada modifikasi *pallet hanger* yang divariasikan adalah cerukan berada pada *column* antara lubang *pin* dan *column* antara lubang *pin* dengan dudukan *pallet*. Dalamnya cerukan diukur dari jaraknya minimum kedua cerukan. Jarak cerukan pada *column* antara lubang *pin* tersebut disimbolkan dengan *n*. Sedangkan *column* antara lubang *pin* dengan dudukan *pallet* disimbolkan dengan *o*. Proses *design study* pada *pallet hanger* dapat dilihat pada gambar 3.22.

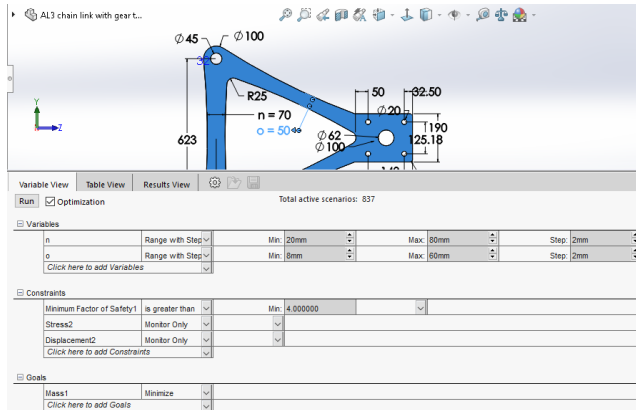
Proses *design study* pada solidworks 2016 adalah dengan menentukan variable bebas, pembatas dan tujuan. Pada penelitian ini variable bebas adalah nilai *n*, *m*, *o* dan *p*. Pembatas nya adalah *safety factor*. *Safety factor* yang digunakan pada penelitian ini adalah 4 karena di asumsikan bahwa material yang digunakan meragukan dan kondisi *stress* dan lingkungan yang berubah ubah (Ansel C. Ugural., 2004). Selain itu *safety factor* 4 digunakan untuk beban kejut. Sehingga simulasi dapat dilakukan dengan statis saja. Sedangkan tujuan *design study* adalah berat minimum.



Gambar 3.20. Proses *design study* pada *sprocket*.



Gambar 3.21. Proses *design study* pada *link plate*.



Gambar 3.22. Proses *design study* pada *pallet hanger*.

3.2.5 Analisis Hasil dan Kesimpulan

Hasil simulasi desain awal dan optimasi desain adalah berat produk, *stress* maksimum dan defleksi maksimum. Hasil tersebut dianalisis dengan cara dibandingkan. Perbandingan tersebut digambarkan dalam bentuk grafik. Gambar grafik tersebut kemudian diambil kesimpulan yang berisi dimensi optimum yang digunakan untuk mendapatkan berat minimum dari ketiga produk tersebut.

BAB IV HASIL DAN ANALISA

4.1 Hasil Simulasi Desain Awal

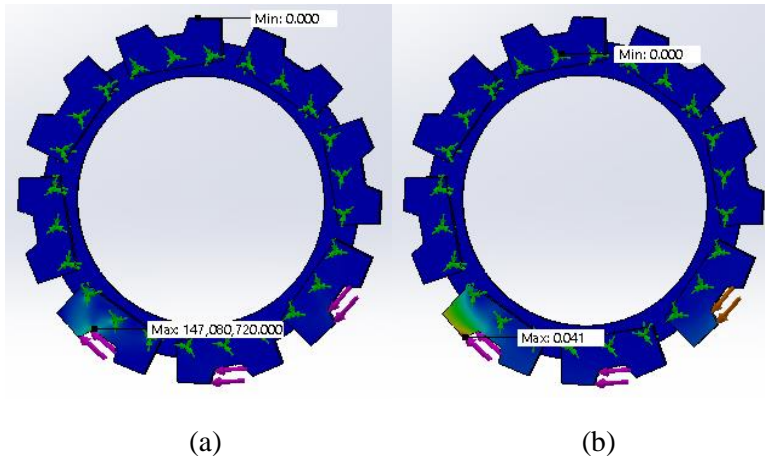
Desain awal perlu di simulasi untuk mengetahui von misses *stress* dan *displacement*. Hasil tersebut kemudian dibandingkan dengan hasil simulasi dari desain yang telah dioptimasi. Perbandingan hasil simulasi dan berat dari kedua desain dapat menunjukkan apakah optimasi yang dilakukan berhasil atau tidak.

4.1.1 *Sprocket*

Berdasarkan hasil simulasi desain awal *sprocket* diketahui bahwa massa *sprocket* cukup berat. Sedangkan apabila ditinjau berdasarkan nilai *safety factor*, maka nilai tersebut terlalu rendah karena *sprocket* bergerak sehingga menghasilkan beban kejut sehingga harus menggunakan *safety factor* 4. Dari dua alasan tersebut maka *sprocket* perlu dioptimasi untuk menurunkan massanya dan meningkatkan kekuatannya. Hasil simulasi pada desain awal *sprocket* ditunjukkan pada tabel 4.1 dan pada gambar 4.1. Pada gambar 4.1 (a) dapat dilihat bagian *sprocket* yang mendapat *stress* maksimum yaitu bagian sudut *tooth gear*. Sedangkan pada gambar 4.1 (b) dapat dilihat bagian *sprocket* yang mengalami *displacement* paling besar yaitu bagian ujung gigi.

Tabel 4.1 Hasil simulasi desain awal *sprocket*.

Stress	Displacement	Safety Factor	Mass
(N/m ²)	(mm)		(g)
147080720	0.041	1.70	212021.3



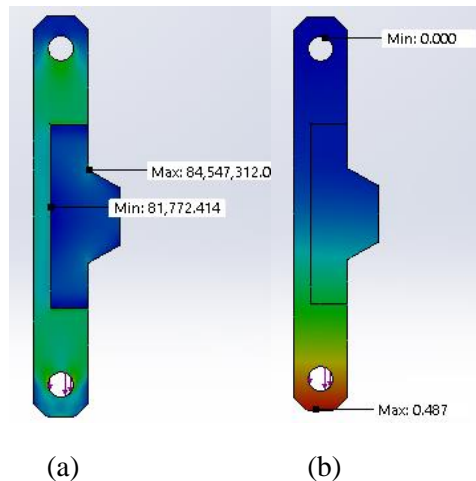
Gambar 4.1. Hasil simulasi (a) *stress* (b) *displacement*, pada desain awal *sprocket*.

4.1.2 *Link Plate*

Berdasarkan hasil simulasi desain awal *link plate* diketahui bahwa massa *link plate* cukup berat. Sedangkan apabila ditinjau berdasarkan nilai *safety factor*, maka nilai tersebut terlalu rendah karena *link plate* bergerak sehingga menghasilkan beban kejut sehingga harus menggunakan *safety factor* 4. Selain itu bentuk *link plate* juga cukup rumit karena terdapat gigi untuk mentransmisikan daya. Dari tiga alasan tersebut maka *link plate* perlu dioptimasi untuk menurunkan massanya, meningkatkan kekuatannya dan menyederhanakan bentuknya. Hasil simulasi pada desain awal *link plate* ditunjukkan pada tabel 4.2 dan pada gambar 4.2. Pada gambar 4.2 (a) dapat dilihat bagian *link plate* yang mendapat *stress* maksimum yaitu bagian sudut *tooth gear* bagian atas. Sedangkan pada gambar 4.2 (b) dapat dilihat bagian *link plate* yang mengalami *displacement* paling besar yaitu bagian lubang pin bagian bawah.

Tabel 4.2 Hasil simulasi desain awal *link plate*.

Stress	Displacement	Safety Factor	Mass
(N/m ²)	(mm)		(g)
84547312	0.487	3.057	17008.23

Gambar 4.2. Hasil simulasi (a) *stress* (b) *displacement*, pada desain awal *link plate*.

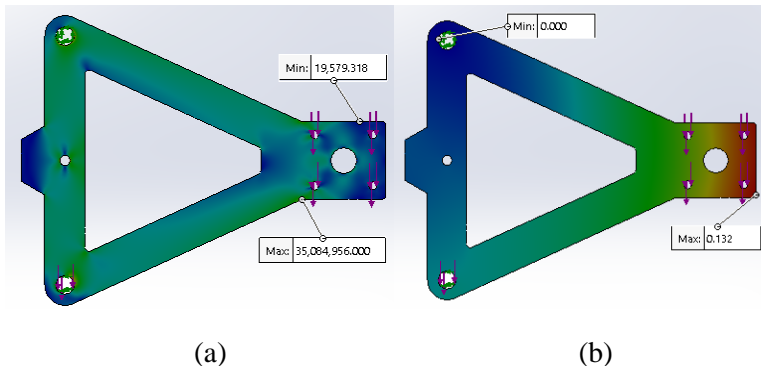
4.1.3 *Pallet Hanger*

Berdasarkan hasil simulasi desain awal *pallet hanger* diketahui bahwa massa *pallet hanger* cukup berat. Sedangkan apabila ditinjau berdasarkan nilai *safety factor*, maka nilai tersebut terlalu tinggi sehingga *over design* dan boros material. Selain itu bentuk *pallet hanger* juga cukup rumit karena terdapat gigi untuk mentransmisikan daya. Dari tiga alasan tersebut maka *pallet hanger* perlu dioptimasi untuk menurunkan massanya,

menurunkan kekuatannya dan menyederhanakan bentuknya. Hasil simulasi pada desain awal *pallet hanger* ditunjukkan pada tabel 4.3 dan pada gambar 4.3. Pada gambar 4.3 (a) dapat dilihat bagian *pallet hanger* yang mendapat *stress* maksimum yaitu bagian sudut luar bagian bawah. Sedangkan pada gambar 4.3 (b) dapat dilihat bagian *pallet hanger* yang mengalami *displacement* paling besar yaitu bagian ujung yang terhubung dengan *pallet*.

Tabel 4.3 Hasil simulasi desain awal *pallet hanger*.

Stress	Displacement	Safety Factor	Mass
(N/m ²)	(mm)		(g)
26340788	0.099	11.39	42413.2



Gambar 4.3. Hasil simulasi (a) *stress* (b) *displacement*, pada desain awal *pallet hanger*.

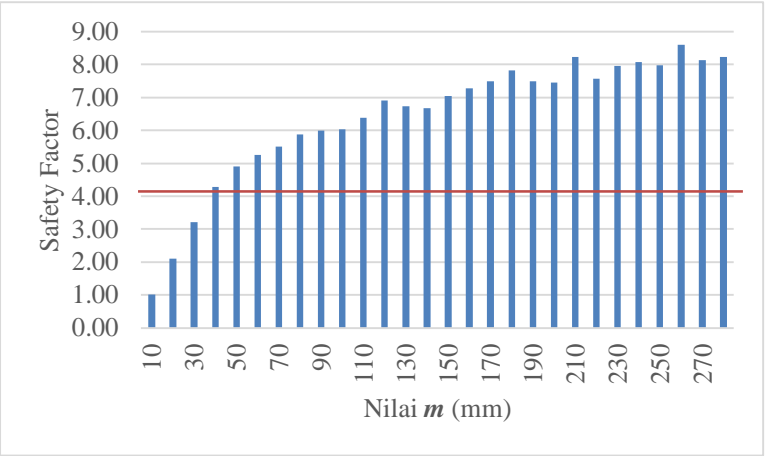
4.2 Hasil Simulasi dan Analisis Desain Optimasi

Karena desain awal *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* memiliki massa terlalu besar maka ketiga bagian tersebut dioptimasi dengan mengurangi bagian yang mengalami *stress* relatif kecil. Pada *sprocket* optimasi dengan memberikan cerukan sebesar *m*. Sedangkan pada *link plate* optimasi dilakukan dengan memberi cerukan sebesar *n*. Terakhir pada *pallet hanger* optimasi dilakukan dengan memberi cerukan sebesar *o* pada *column* antara lubang *pin* dan cerukan sebesar *p* pada *column* antara lubang *pin* dengan dudukan *hanger*. Nilai *m*, *n*, *o* dan *p* akan divariasikan untuk mendapatkan desain yang optimal.

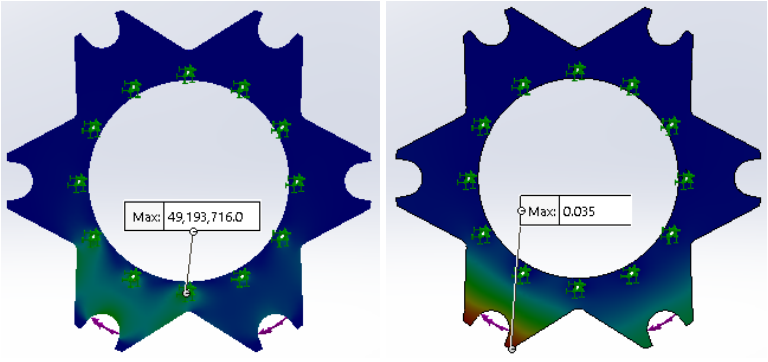
Hasil simulasi dari desain yang telah dioptimasi dan divariasi adalah *stress* dan *displacement*. Hasil tersebut kemudian dipilih desain dengan *safety factor* melebihi 4. Selanjutnya dipilih desain dengan massa paling kecil. Desain tersebut adalah desain yang optimal.

4.2.1 *Sprocket*

Hasil simulasi *design study sprocket* yang telah dioptimasi dengan variasi nilai *m* antara 10 mm sampai dengan 280 mm dan peningkatan sebesar 10 mm dibuat grafik pada gambar 4.4. Dimana posisi dimensi *m* dapat dilihat pada gambar 3.3. Besar kisaran nilai tersebut dipilih karena nilai yang melebihi nilai tersebut akan menyebabkan *error* pada model 3D. Pada gambar 4.4 dapat dilihat bahwa nilai *m* diantara 30 mm dan 40 mm memiliki nilai *safety factor* mendekati 4. Contoh hasil simulasi desain optimasi *sprocket* ditunjukkan pada gambar 4.5.



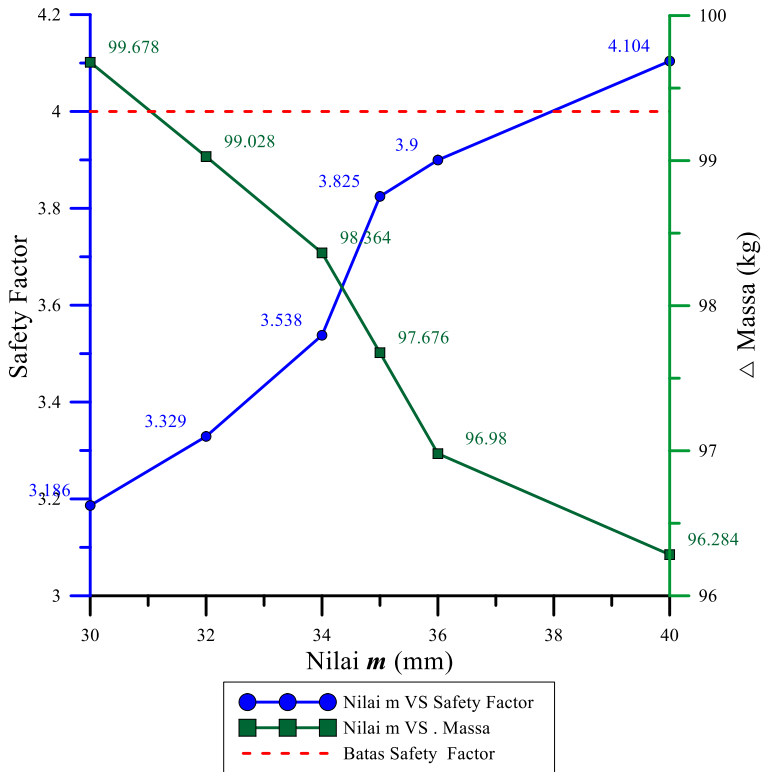
Gambar 4.4. Hubungan antara nilai m dengan *safety factor* pada *design study sprocket* dengan kenaikan 10 mm.



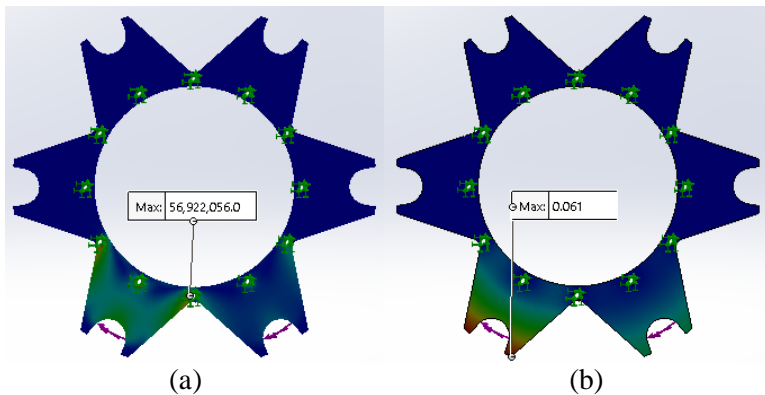
Gambar 4.5. Contoh hasil simulasi *stress displacement* desain optimasi *sprocket*.

Design study dilakukan kembali dengan variasi nilai m dari 30 mm sampai 40 mm dengan peningkatan sebesar 2 mm untuk mendapatkan dimensi yang lebih tepat. Hasil *design study* tersebut ditunjukkan pada grafik gambar 4.6 untuk mempermudah pembacaannya. Pada gambar 4.6 terdapat dua garis. Pertama adalah garis nilai m terhadap *safety factor* ditunjukkan dengan garis berwarna biru. Kedua adalah garis m terhadap delta massa ditunjukkan dengan garis berwarna hijau. Tujuan dari optimasi adalah untuk mendapatkan desain dengan delta massa terbesar namun nilai *safety factor* yang aman yaitu melebihi 4. Sehingga pada grafik akan dicari nilai m yang melebihi 4 dengan massa yang paling kecil. Dapat dilihat pada gambar 4.6 bahwa dari garis berwarna biru nilai desain dengan nilai m 40 mm merupakan desain yang aman dan nilai tersebut juga memiliki delta massa terbesar. Sehingga desain dengan $m = 40$ mm merupakan desain yang optimal.

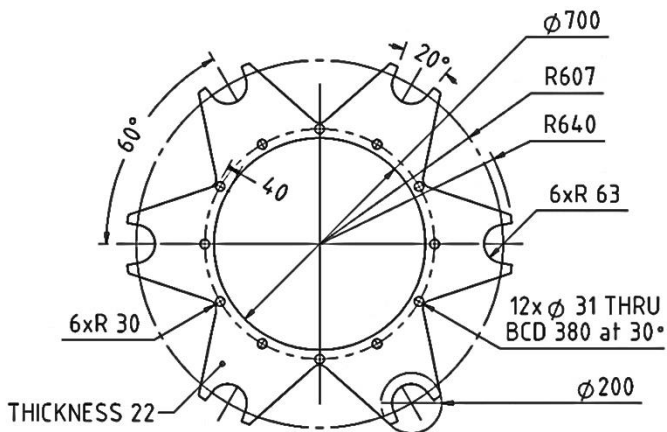
Optimasi tersebut berhasil menurunkan massa *sprocket* sebesar 45.41%, menurunkan *stress* dan meningkatkan *displacement*. Hasil simulasi dan dimensi desain optimasi *sprocket* dapat dilihat pada gambar 4.7 dan 4.8.



Gambar 4.6. Hubungan antara nilai m dengan *safety factor* dan Δ massa pada *design study sprocket* dengan kenaikan 2 mm.



Gambar 4.7. Hasil simulasi (a) *stress* (b) *displacement*, pada desain *Sprocket* optimal.



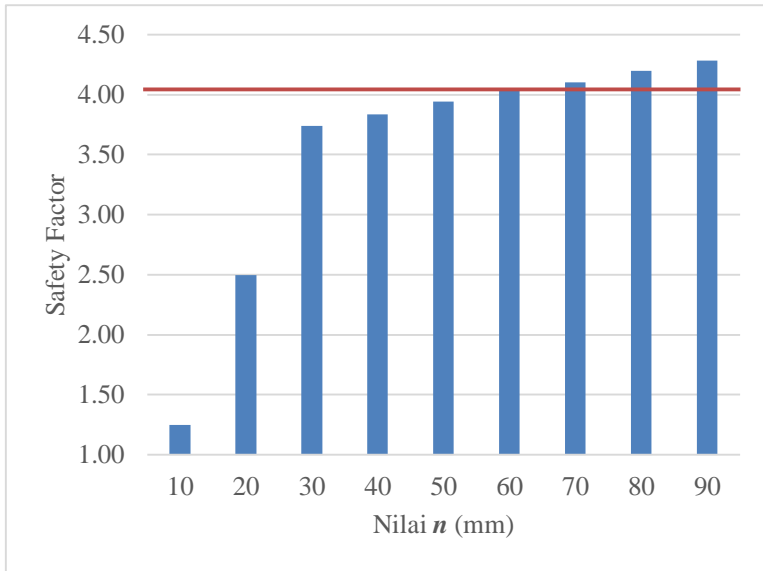
Gambar 4.8. Dimensi desain optimal *sprocket*.

4.2.2 *Link Plate*

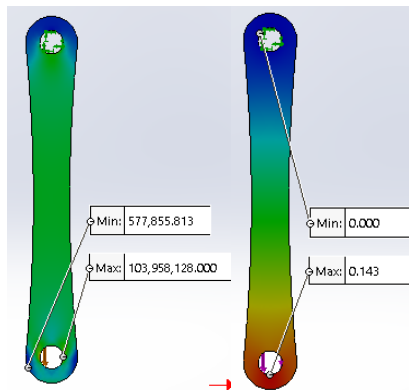
Hasil simulasi *design study link plate* yang telah dioptimasi dengan variasi nilai n antara 10 mm sampai dengan 90 mm dan peningkatan sebesar 10 mm dibuat grafik pada gambar 4.9. Dimana posisi dimensi n dapat dilihat pada gambar 3.4. Besar kisaran nilai tersebut dipilih karena nilai yang melebihi nilai tersebut akan menyebabkan error pada model 3D. Pada gambar 4.9 dapat dilihat bahwa nilai n diantara 50 mm dan 60 mm memiliki nilai *safety factor* mendekati 4. Contoh hasil simulasi desain optimasi *link plate* ditunjukkan pada gambar 4.10.

Design study dilakukan kembali dengan variasi nilai n dari 50 mm sampai 60 mm dengan peningkatan sebesar 2 mm untuk mendapatkan dimensi yang lebih tepat. Hasil *design study* tersebut ditunjukkan pada grafik gambar 4.11 untuk mempermudah pembacaannya. Pada gambar grafik hasil *design study link plate* dengan variasi nilai n 2 mm terdapat dua grafik. Pertama adalah grafik nilai n terhadap *safety factor* ditunjukkan dengan garis berwarna biru. Kedua adalah grafik n terhadap delta massa ditunjukkan dengan garis berwarna hijau. Tujuan dari optimasi adalah untuk mendapatkan desain dengan delta massa terbesar namun nilai *safety factor* yang aman yaitu melebihi 4. Sehingga pada grafik akan dicari nilai n yang melebihi 4 dengan massa yang paling kecil. Dapat dilihat pada gambar 4.11 bahwa dari garis berwarna biru nilai desain dengan nilai n 58 mm dan 60 mm merupakan desain yang aman dan dari garis berwarna hijau n 58 memiliki delta massa terbesar. Sehingga desain dengan $n = 58$ mm merupakan desain yang optimal.

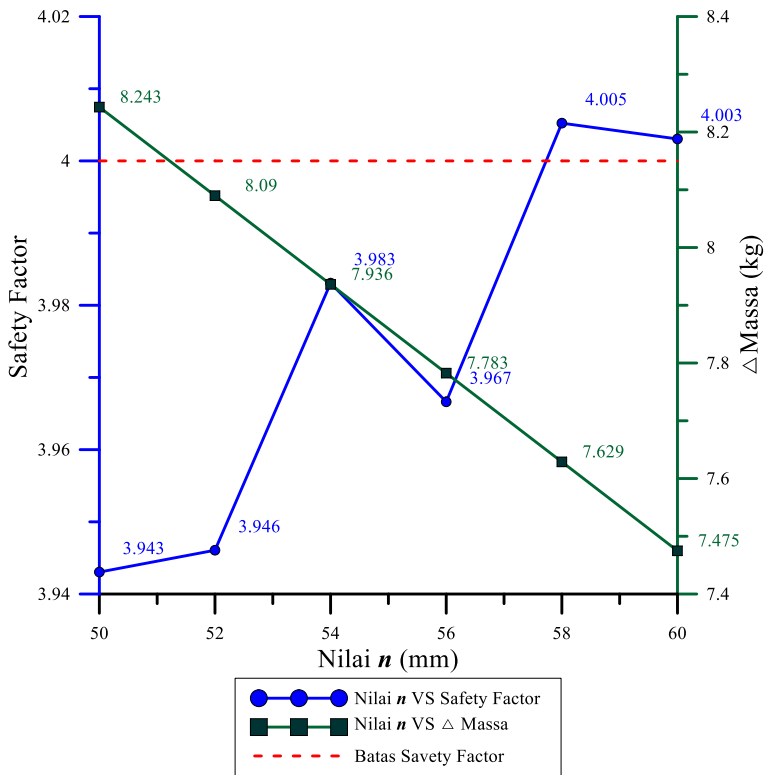
Optimasi tersebut berhasil menurunkan massa *link plate* sebesar 43.95%, menurunkan *stress* dan juga menurunkan *displacement*. Hasil simulasi dan dimensi desain optimasi *link plate* dapat dilihat pada gambar 4.12 dan 4.13.



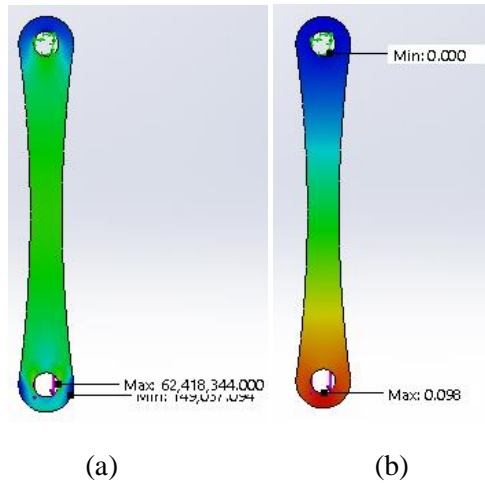
Gambar 4.9. Hubungan antara nilai n dengan safety factor pada *design study link plate* dengan kenaikan 10 mm.



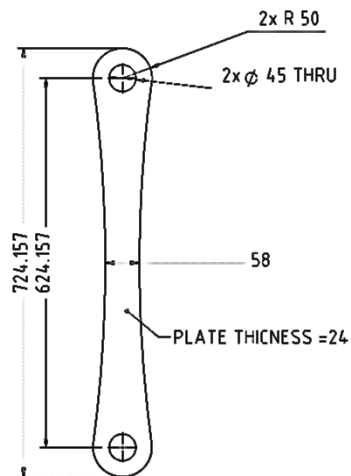
Gambar 4.10. Contoh hasil simulasi *stress* dan *displacement* desain optimasi *link plate*.



Gambar 4.11. Hubungan antara nilai n dengan *safety factor* dan delta massa pada *design study link plate* dengan kenaikan 2 mm.



Gambar 4.12. Hasil simulasi (a) *stress* (b) *displacement*, pada desain *link plate* optimal.



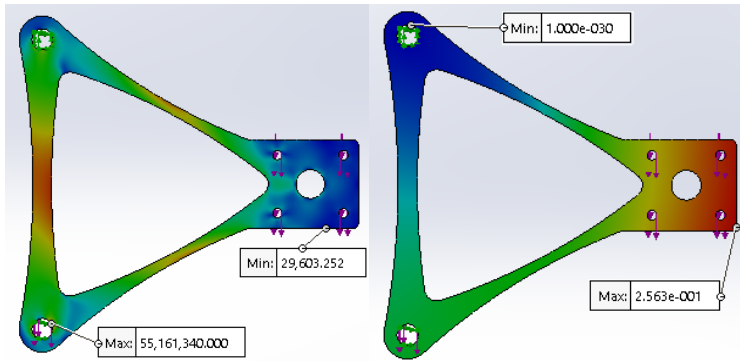
Gambar 4.13. Dimensi desain optimal *link plate*.

4.2.3 *Pallet Hanger*

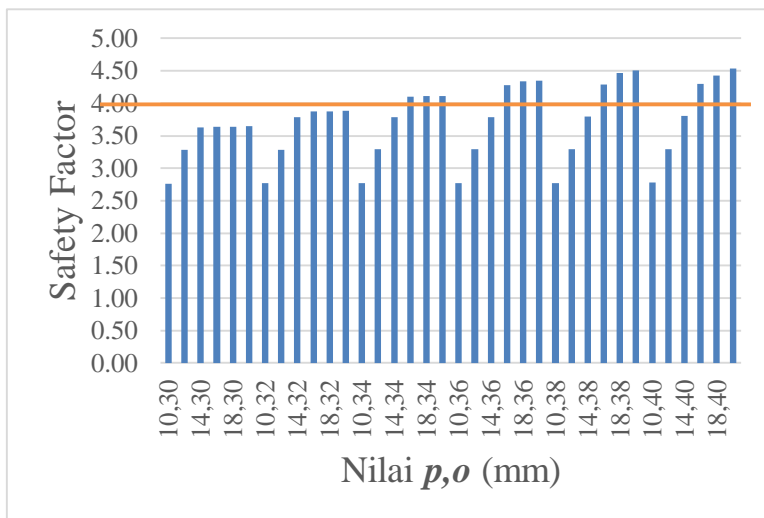
Hasil simulasi *design study pallet hanger* yang telah dioptimasi dengan variasi nilai o dan p . Nilai o yaitu antara 10 mm sampai dengan 90 mm dengan peningkatan sebesar 10 mm sedangkan nilai p yaitu antara 10 mm sampai dengan 90 mm dengan peningkatan sebesar 10 mm. Dimana posisi dimensi o dan p dapat dilihat pada gambar 3.5. Hasil simulasi tersebut dibuat tabel pada lampiran B. Besar kisaran nilai o dan p dipilih karena nilai yang melebihi nilai tersebut akan menyebabkan *error* pada model 3D. Pada tabel lampiran B dapat dilihat bahwa nilai o diantara 30 mm dan 40 mm dan nilai p antara 10 mm dan 20 mm memiliki nilai *safety factor* mendekati 4. Contoh hasil simulasi desain optimasi pallet hanger ditunjukkan pada gambar 4.14.

Untuk mendapatkan dimensi yang lebih tepat maka dilakukan kembali *design study* dengan variasi nilai o dari 30 mm sampai 40 mm dengan peningkatan sebesar 2 mm dan variasi nilai p dari 10 mm sampai 20 mm dengan peningkatan sebesar 2 mm. Hasil *design study* tersebut ditunjukkan pada grafik gambar 4.15 untuk mempermudah pembacaannya. Pada gambar grafik hasil *design study pallet hanger* ada 12 variasi nilai o dan p yang melebihi batas *safety factor* 4 sehingga dinyatakan aman.

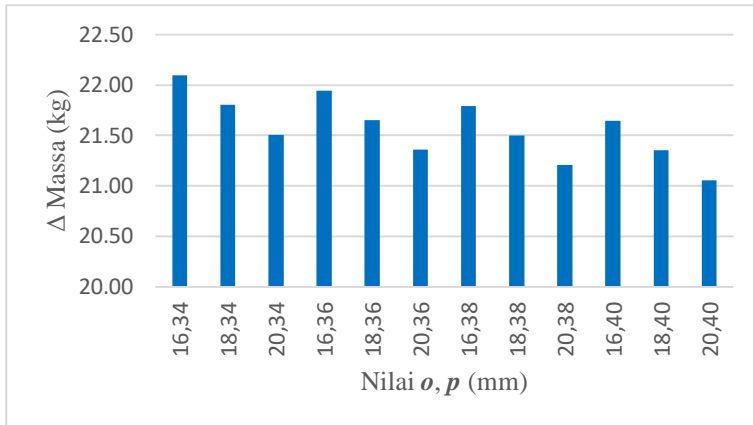
Selanjutnya massa dari desain yang melebihi nilai *safety factor* 4 akan dibandingkan dengan massa desain awal untuk mendapatkan desain yang optimal. Perbandingan tersebut dapat dilihat pada gambar 4.16. Pada gambar 4.16 diketahui bahwa desain dengan variasi nilai o 34 mm dan nilai p 16 mm adalah desain yang optimal karena nilai perbandingan massa desain optimasi dengan desain awal paling besar yaitu 36231 gram.



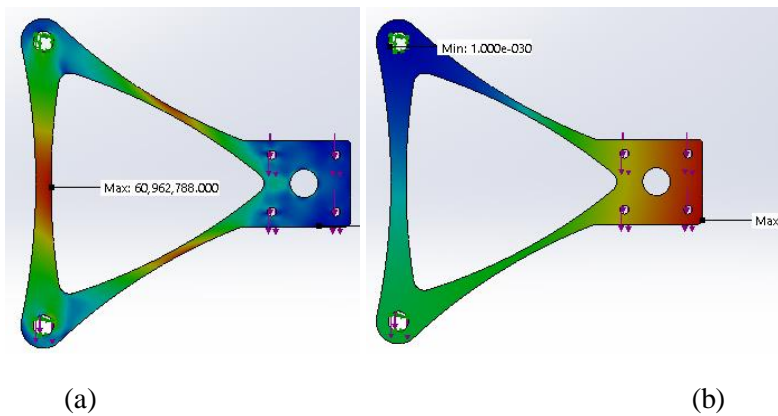
Gambar 4.14. Contoh hasil simulasi *stress* dan *displacement* desain optimasi *pallet hanger*.



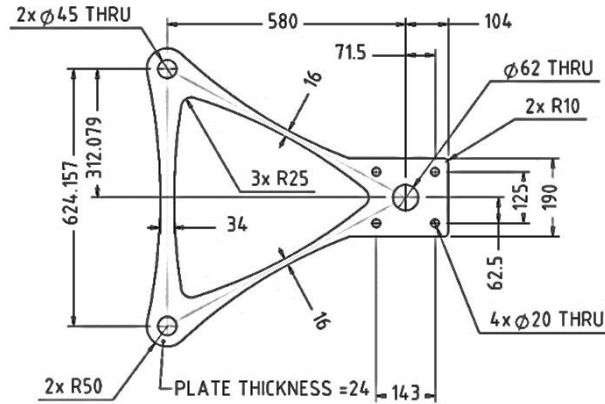
Gambar 4.15. Hubungan antara nilai p,o dengan *safety factor* pada *design study pallet hanger* dengan kenaikan 2 mm.



Gambar 4.16. Hubungan antara nilai p, o dengan *safety factor* pada *design study pallet hanger* dengan kenaikan 2 mm yang telah aman.



Gambar 4.17. Hasil simulasi (a) *stress* (b) *displacement*, pada desain *pallet hanger* optimal.



Gambar 4.18. Dimensi desain optimal *pallet hanger*.

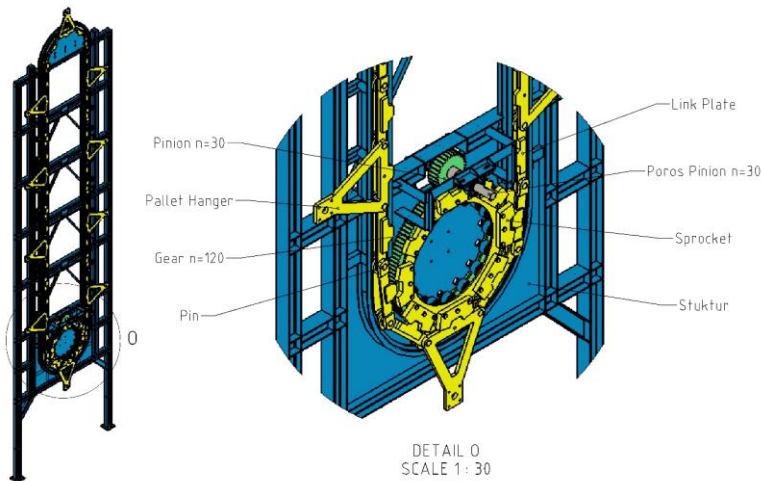
Optimasi tersebut berhasil menurunkan massa *pallet hanger* sebesar 52.1%, menaikkan *stress* dan juga menaikkan *displacement*. Hasil simulasi dari desain optimal *pallet hanger* tersebut dapat dilihat pada gambar 4.17. Sedangkan dimensi desain optimal *pallet hanger* dapat dilihat pada gambar 4.18.

4.3 Assembly Desain Optimasi

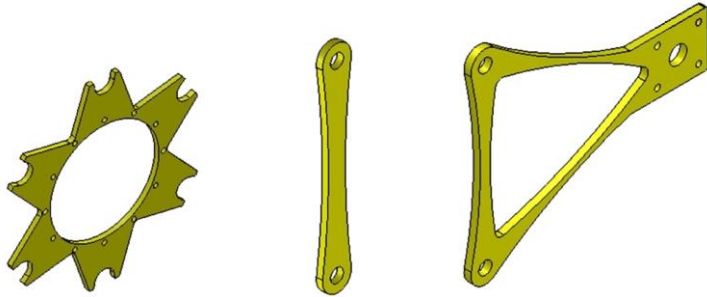
Awalnya *assembly sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* pada desain awal *vertical rotary parking* seperti ditunjukkan pada gambar 4.19. Namun setelah ketiga bagian tersebut dioptimasi seperti pada gambar 4.20 maka untuk proses *assembly* diperlukan penyesuaian pada bagian-bagian yang berhubungan dengan bagian yang dioptimasi. Selain beberapa perubahan pada bagian tertentu juga terdapat penambahan bagian seperti poros. Bagian-bagian yang perlu disesuaikan adalah. Bagian struktur, *gear 120*, penambahan sebuah poros untuk *gear 120*, poros pada pinion 30, dan pin pada chain dan poros pada pinion 30.

Struktur merupakan bagian yang cukup banyak dirubah agar dapat menyesuaikan dengan desain bagian-bagian yang telah dioptimasi. Perubahan yang dilakukan diantaranya memberikan dudukan untuk *pillow block* dan melubangi bagian *cover*. Perubahan tersebut mengakibatkan massa struktur turun. Perubahan pada struktur dapat dilihat pada gambar 4.21.

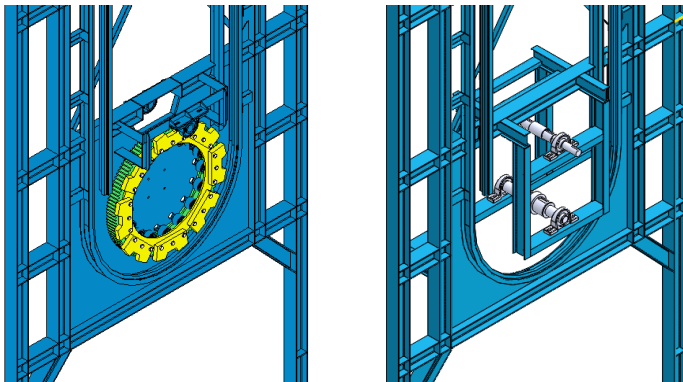
Gear 120 adalah gear yang cukup besar, pada desain awal gear ini berporos pada *roller-roller* pada bagian *cover* struktur. Perubahan yang dilakukan pada gear 120 adalah dengan mengubah tumpuan dari *roller-roller* menjadi poros. Sehingga bentuk gear tersebut juga berubah. Perubahan tersebut mengakibatkan massa gear turun. Perubahan pada gear 120 dapat dilihat pada gambar 4.22.



Gambar 4.19. Assembly desain awal.



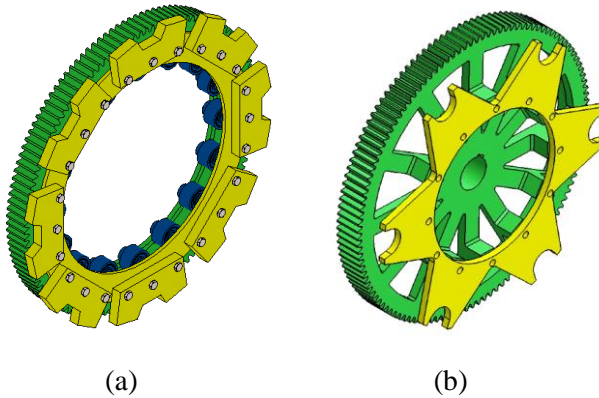
Gambar 4.20. Hasil optimasi *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger*.



(a)

(b)

Gambar 4.21. Perubahan pada struktur (a) awal dan (b) setelah disesuaikan.



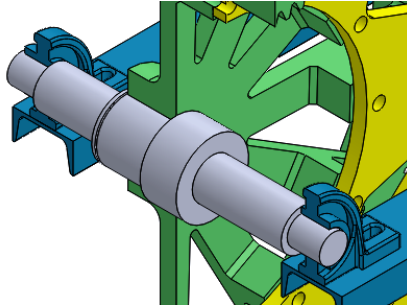
Gambar 4.22. Perubahan pada *gear* 120 (a) awal dan (b) setelah disesuaikan.

Perubahan pada *gear* 120 memerlukan sebuah poros sebagai pengganti *roller-roller*. Poros tersebut harus dapat menahan torsi dari beban mobil dan *pallet* pada kondisi maksimum. Selain itu harus dapat menahan beban bending akibat gaya radial dari *gear* dan *sprocket*. Poros untuk *gear* 120 seperti pada gambar 4.23.

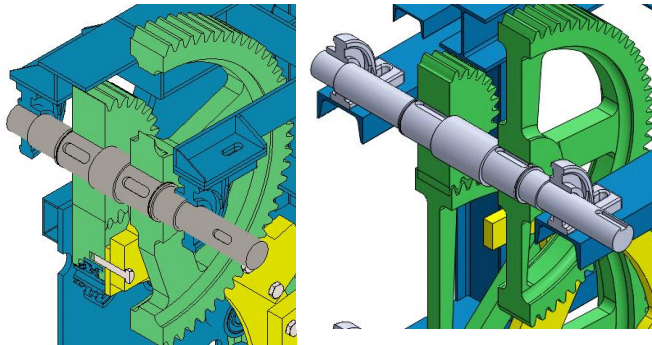
Perubahan pada poros pinion diakibatkan berubahnya jarak tumpuan menjadi lebih panjang sehingga poros juga harus disesuaikan dengan dudukan yang baru. Perubahan pada poros seperti pada gambar 4.24.

Perubahan pada pin dikarenakan tebal link plate berubah. Sehingga panjang link perlu ditambah. Namun diameter tidak berubah karena masih dapat menahan beban geser. Perubahan pin pada chain seperti pada gambar 4.25.

Setelah beberapa bagian disesuaikan maka desain *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* dapat di-assembly seperti ditunjukkan pada gambar 4.26.



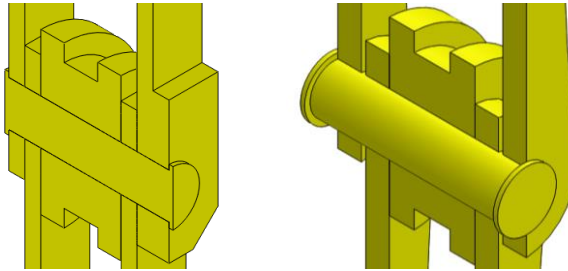
Gambar 4.23. Penambahan poros untuk *gear* 120.



(a)

(b)

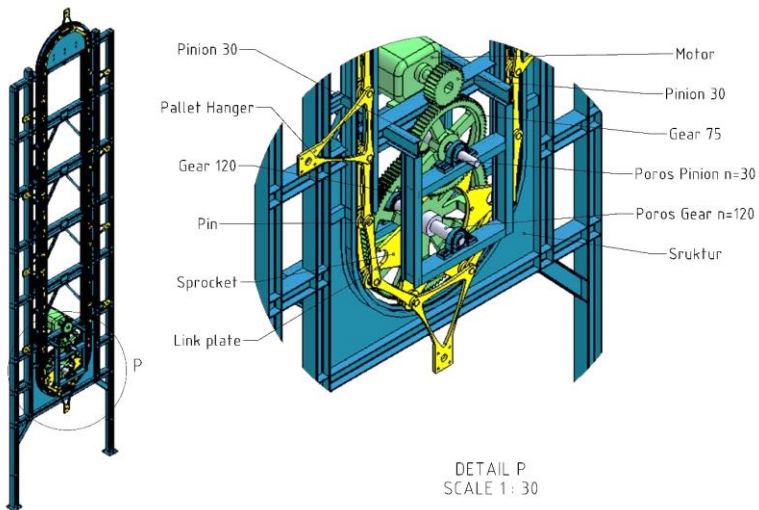
Gambar 4.24. Perubahan pada poros *pinion* (a) awal dan (b) setelah disesuaikan.



(a)

(b)

Gambar 4.25. Perubahan pada *pin* (a) awal dan (b) setelah disesuaikan.



Gambar 4.26. *Assembly* desain yang telah dioptimasi.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah menganalisa hasil simulasi *design study* dengan batasan *safety factor* lebih dari 4, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Proses optimasi pada *sprocket* dengan memberikan cerukan maksimum sebesar ***m*** berhasil menurunkan massa *sprocket* sebesar 45.41%. Sedangkan tegangan von mises juga mengalami penurunan dari 147.08 MPa menjadi 60.916 MPa. Namun *displacement* meningkat dari 0,041 mm menjadi 0,061 mm. Dimana nilai ***m*** maksimum adalah 40 mm.
2. Proses optimasi pada *link plate* dengan memberikan cerukan maksimum sebesar ***n*** berhasil menurunkan massa *link plate* sebesar 43.95%. Sedangkan tegangan von mises juga mengalami penurunan dari 84.547 MPa menjadi 62.418 MPa. Selain itu *displacement* turun dari 0,478 mm menjadi 0,098 mm. Dimana nilai ***n*** maksimum adalah 58 mm.
3. Proses optimasi pada *pallet hanger* dengan memberikan cerukan maksimum sebesar ***o*** dan ***p*** berhasil menurunkan massa *pallet hanger* sebesar 52.1%. Sedangkan tegangan von mises mengalami kenaikan dari 26.341 MPa menjadi 60.963 MPa. Selain itu *displacement* meningkat dari 0,099 mm menjadi 0,291 mm. Dimana nilai ***o*** dan ***p*** adalah 34 mm dan 16 mm.

4. Untuk *assembly* desain *sprocket*, *link plate* dan *pallet hanger* yang telah dioptimasi dengan desain awal *vertical rotary parking* maka beberapa bagian perlu dirubah atau dimodifikasi, Bagian-bagian tersebut adalah yaitu struktur, gear 120, poros pada pinion 30 dan pin pada chain. Selain itu juga diperlukan penambahan bagian yaitu poros untuk gear 120 yang telah dirubah tumpuannya.

5.2 Saran

Hasil optimasi desain harus dibuktikan dengan cara membuat *prototype* dan kemudian melakukan pengujian terhadap *prototype* tersebut sesuai dengan kondisi sebenarnya. Hal tersebut perlu dilakukan dikarenakan simulasi adalah sarana yang digunakan untuk proses desain. Kondisi pada simulasi hanya terbatas pada asumsi perancang. Sedangkan pada kondisi sebenarnya mungkin terdapat kondisi lain yang belum diperhatikan dalam proses mendesain.

Sedangkan untuk hasil simulasi yang lebih menyeluruh sebaiknya juga melakukan simulasi *assembly* sehingga hasil yang didapat juga memperhatikan *contact* antara satu bagian dengan bagian yang lain. Namun simulasi *assembly* memiliki beberapa kendala seperti harus mengatur jenis elemen yang berbeda, mengatur mesh, memerlukan sarana computer yang cepat dan waktu komputasi yang relatif lama.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. <https://www.bps.go.id/linkTabelStatis/view/id/1413>
- [2]. <https://www.parkirkita.co.id/>
- [3]. Karan Upendrabhai Vyas, Adarsh Kumar and Vadher Dhaval Hareshkumar., December 2014. “AUTOMATIC UNDERGROUND CAR PARKING SYSTEM”.
- [4]. Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke and Thomas H. Brown, Jr., 2004. “Standard Handbook of Machine Design” 3rd edition. The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [5]. Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett., 2011. “Shigley’s Mechanical Engineering Design” 9th edition. The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [6]. John Wright., 2006. “Standard Handbook of Chains, Chains for Power Transmission and Material Handling” 2nd edition. CRC Press Taylor & Francis Group.
- [7]. R. C. Hibbeler., 2011. “Mechanics of Materials” 8th edition. Pearson Prentice Hall.
- [8]. Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, Jr, John T. Dewolf, and David F. Mazurek., 2012. “Mechanics of Materials” 6th edition. The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [9]. Jasbir S. Arora., 2012. “Introduction to Optimum Design”. 3rd edition. Elsevier Inc.
- [10]. Daryl L. Logan., 2007. “A First Course in the Finite Element Method” 4th edition. Nelson, a division of Thomson Canada Limited.
- [11]. Prasad Pashte, Vaibhav Narkhede, Shubham Nade, Sanket More and Yogesh L. Maske., 2016. “Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking System”.
- [12]. Parag Nikam and Rahul Tanpure., 2016. “Design Optimization of Chain Sprocket Using Finite Element Analysis”.

- [13]. Ajay Bhimrao Sutar and Kondhalkar. 2016. “Optimization of Weight of Roller Chain Inner Link Plate for Typical Industrial Chain Application”.
- [14]. S. Norazlan, A.A. Faieza and Z. Norzima, 2015. “Design Optimization of Automotive Fog-Lamp Bracket for Weight and Cost Reduction”.
- [15]. Ansel C. Ugural., 2004. “Mechanical Design”. The McGraw-Hill Companies, Inc.

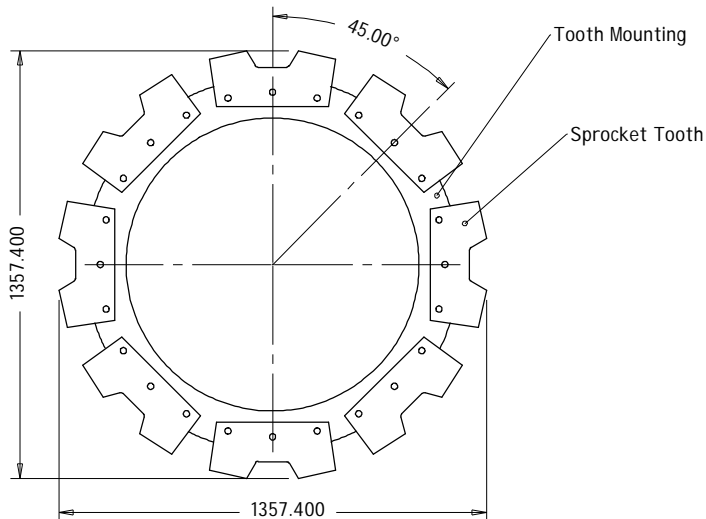
LAMPIRAN A

GAMBAR DAN SKETSA

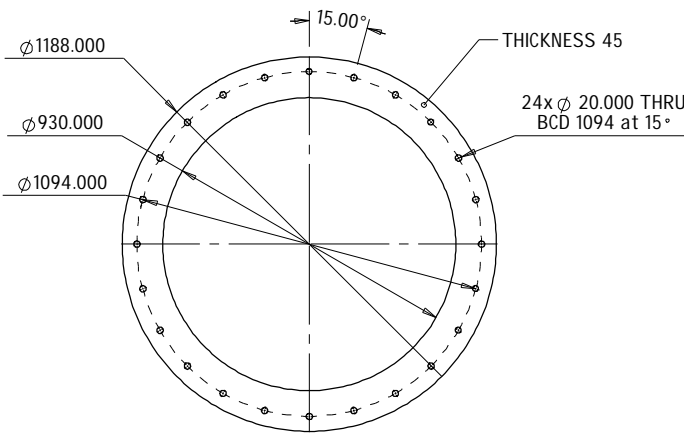
1. ***SPROCKET ASSY***
2. ***LINK PLATE***
3. ***PALLET HANGER***
4. ***OPTIMASI SPROCKET***
5. ***OPTIMASI LINK PLATE***
6. ***OPTIMASI PALLET HANGER***

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	1.1	Tooth Mounting	1
2	1.2	Sprocket Tooth	8

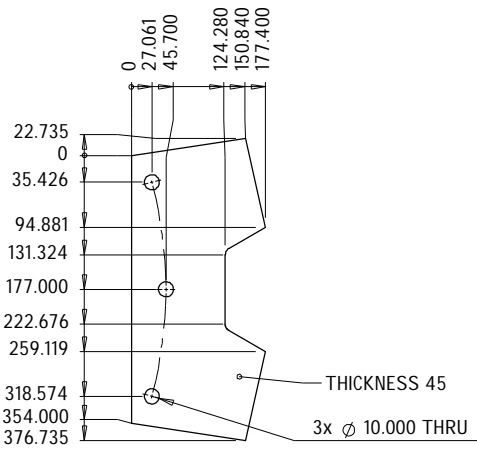


Tooth Mounting



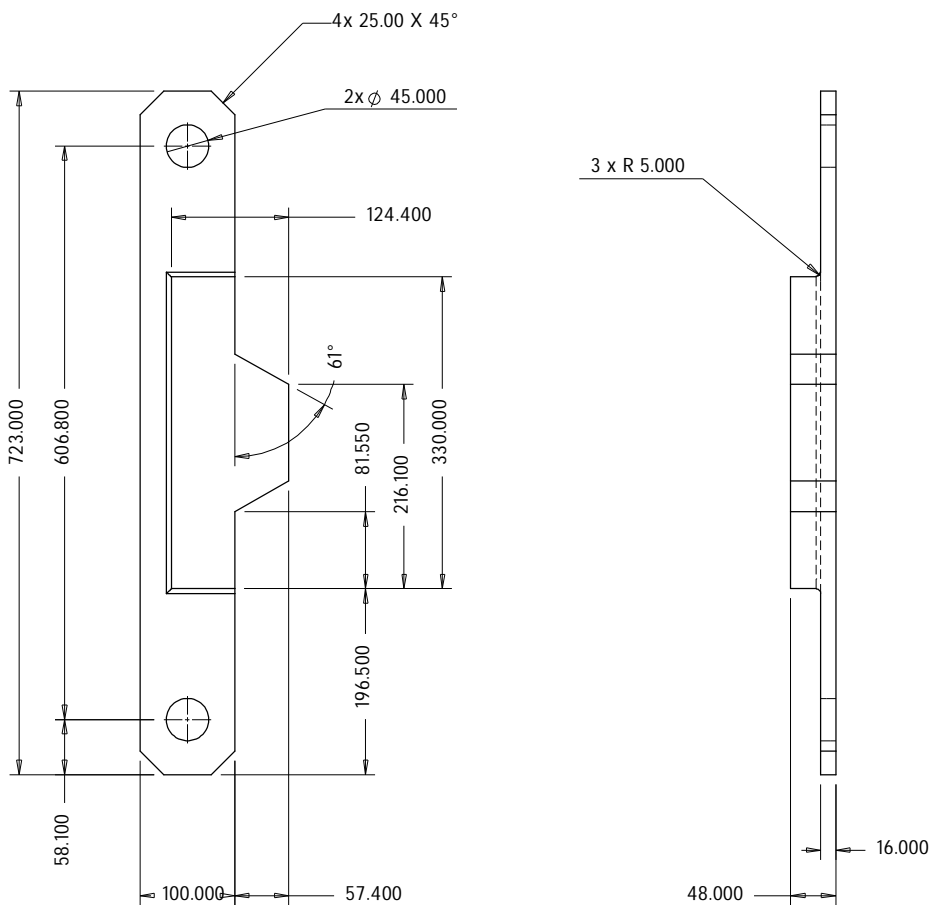
Sprocket Tooth

Scale 1:10



TOLERANCES UNLESS SPECIFIED			Designed	Dhimas	xxxx.xx.xx	Description	Material
UNIT	MM	INCH	Drawn	Dhimas	xxxx.xx.xx	SPROCKET ASSY	ASTM A36
.XXX	---	---	Checked	-	xxxx.xx.xx		Treatment
.XX	±0.05	±0.015	Approved	-	xxxx.xx.xx		Weight
.X	±0.1	±0.030					
X	±0.5	±0.15					
FRACTIONS	---	1/32					
BREAK SHARP EDGES	±0.3 x 45°	±0.010 x 45°					
FILLET RADIUS	0.8 ±0.10	0.030 ±0.005					
ANGLE	±0.5°	±0.5°					
CONCENTRICITY	0.15 DIA	0.005 DIA					
SQUARENESS	0.01 in 100	0.010 in 10					
PARALLELISM	0.01 in 100	0.010 in 10					
SURFACE FINISH	3.2 µm	125 µin					

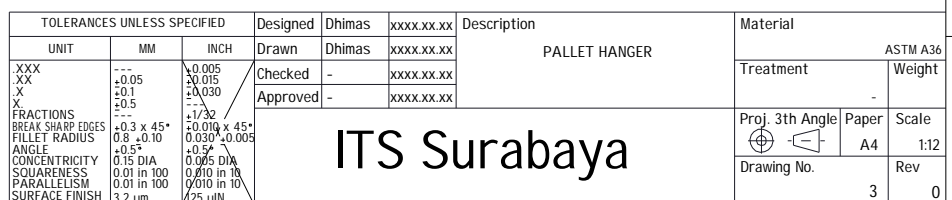
ITS Surabaya

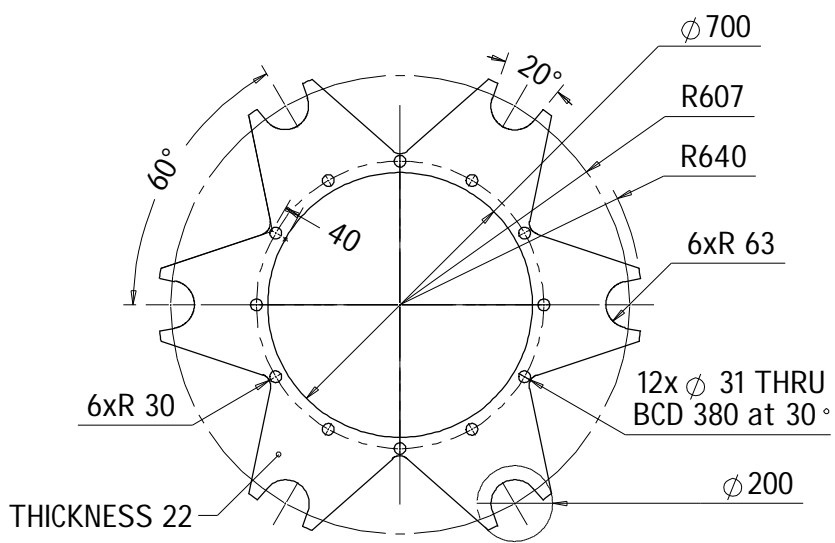


TOLERANCES UNLESS SPECIFIED			Designed	Dhimas	xxxx.xx.xx	Description
UNIT	MM	INCH	Drawn	Dhimas	xxxx.xx.xx	LINK PLATE
.XXX	---	±0.005	Checked	-	xxxx.xx.xx	
.XX	±0.05	±0.015	Approved	-	xxxx.xx.xx	
.X	±0.1	±0.030				
.X	±0.5	---				
FRACTIONS	---	±1/32				
BREAK SHARP EDGES	±0.3 x 45°	±0.010 x 45°				
FILLET RADIUS	0.8, ±0.10	0.030, ±0.005				
ANGLE	±0.5°	±0.5°				
CONCENTRICITY	0.15 DIA	0.005 DIA				
SQUARENESS	0.01 in 100	0.010 in 10				
PARALLELISM	0.01 in 100	0.010 in 10				
SURFACE FINISH	3.2 µm	125 µIN				

ITS Surabaya

Material		ASTM A36	
Treatment	-	Weight	-
Proj. 3th Angle	Paper	Scale	1:8
Drawing No.	2	Rev	0

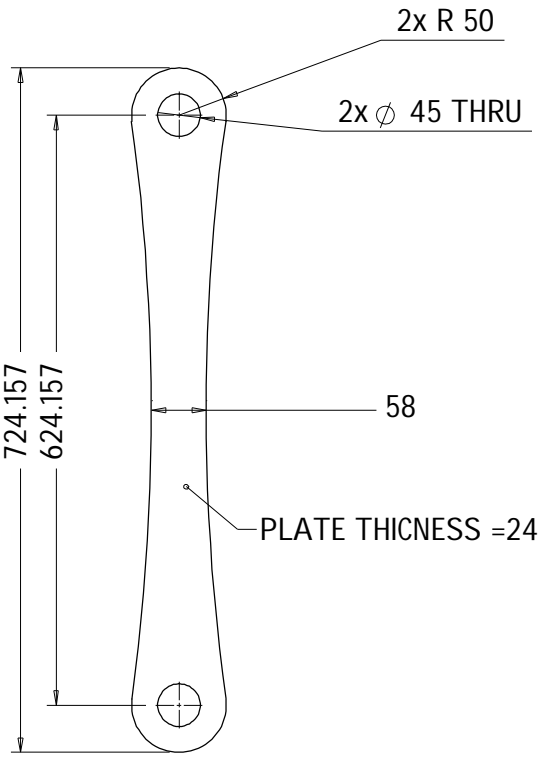




TOLERANCES UNLESS SPECIFIED				Designed	Dhimas	xxxx.xx.xx	Description	Material	
UNIT	MM	INCH		Drawn	Dhimas	xxxx.xx.xx	OPTIMASI SPROCKET	ASTM A36 SteelASTM A36	
.XXX	---	0.005		Checked	-	xxxx.xx.xx		Treatment	Weight
.XX	+0.05	0.015		Approved	-	xxxx.xx.xx		-	115737.41
.X	+0.1	0.030							
X	+0.5	---							
FRACTIONS	---	1/32							
BREAK SHARP EDGES	+0.3 x 45°	+0.010 x 45°							
FILLET RADIUS	0.8, 0.10	0.030, 0.005							
ANGLE	+0.5°	+0.5°							
CONCENTRICITY	0.15 DIA	0.005 DIA							
SQUARENESS	0.01 in 100	0.010 in 10							
PARALLELISM	0.01 in 100	0.010 in 10							
SURFACE FINISH	3.2 μ m	125 μ IN							

ITS Surabaya

Proj. 3th Angle	Paper	Scale
	A4	1:20
Drawing No.	Rev	
4	0	



TOLERANCES UNLESS SPECIFIED			Designed	Dhimas	xxxx.xx.xx	Description	Material		
UNIT	MM	INCH	Drawn	Dhimas	xxxx.xx.xx		ASTM A36		
.XXX	---	±0.005	Checked	-	xxxx.xx.xx		Treatment		
.XX	±0.05	±0.015					Weight		
.X	±0.1	±0.030					-		
.X	±0.5	---	Approved	-	xxxx.xx.xx		Proj. 3th Angle		
FRACTIONS	---	±1/32					Paper		
BREAK SHARP EDGES	±0.3 x 45°	±0.010 x 45°					Scale		
FILLET RADIUS	0.8 ±0.10	0.030 ±0.005	ITS Surabaya				1:8		
ANGLE	±0.5°	±0.5°					Rev		
CONCENTRICITY	0.15 DIA	0.005 DIA							
SQUARENESS	0.01 in 100	0.010 in 10							
PARALLELISM	0.01 in 100	0.010 in 10							
SURFACE FINISH	3.2 μm	125 μm							

TOLERANCES UNLESS SPECIFIED			Designed	Dhimas	xxxx.xx.xx	Description	Material		
UNIT	MM	INCH	Drawn	Dhimas	xxxx.xx.xx		ASTM A36		
XXX XX X X FRACTIONS BREAK SHARP EDGES FILLET RADIUS ANGLE CONCENTRICITY SQUARENESS PARALLELISM SURFACE FINISH	-- +0.05 +0.1 +0.5	0.005 0.015 0.030 0.075 +1/32 0.3 x 45° 0.8 - 0.10 0.5° 0.15 DIA 0.01 in 100 0.01 in 100 3.2 µm 100	Checked	-	xxxx.xx.xx		Treatment	-	Weight
			Approved	-	xxxx.xx.xx				
<div>ITS Surabaya</div>						OPTIMASI PALLET HANGER	Proj. 3th Angle	Paper	Scale
							A4	1:12	
						Drawing No.		Rev	
							6	0	

LAMPIRAN B

DATA SIMULASI *DESIGN STUDY*

B.1 DESIGN STUDY SPROCKET

Tabel B1.1 Hasil *design study sprocket* dengan memvariasikan nilai *m* dengan kenaikan 10 mm.

m	Stress	Displacement	Safety Factor	Mass
(mm)	(MPa)	(mm)		(kg)
10	244.302	0.097	1.02	106.14
20	118.832	0.080	2.10	109.20
30	77.990	0.069	3.21	112.34
40	58.417	0.061	4.28	115.74
50	50.963	0.054	4.91	119.22
60	47.619	0.049	5.25	122.70
70	45.433	0.045	5.50	126.19
80	42.541	0.041	5.88	129.67
90	41.750	0.038	5.99	133.16
100	41.464	0.035	6.03	136.65
110	39.174	0.033	6.38	140.14
120	36.225	0.030	6.90	143.64
130	37.154	0.028	6.73	147.13
140	37.435	0.027	6.68	150.63
150	35.542	0.025	7.03	154.12
160	34.351	0.024	7.28	157.62
170	33.381	0.023	7.49	161.12
180	31.999	0.021	7.81	164.63
190	33.344	0.021	7.50	168.13

200	33.531	0.020	7.46	171.63
210	30.379	0.020	8.23	175.14
220	33.069	0.019	7.56	178.65
230	31.450	0.019	7.95	182.15
240	30.974	0.019	8.07	185.66
250	31.332	0.018	7.98	205.46
260	29.058	0.018	8.60	206.35
270	30.720	0.018	8.14	207.24
280	30.377	0.018	8.23	208.02

Table B.I.2 Hasil *design study sprocket* dengan memvariasikan nilai *m* dengan kenaikan 2 mm.

m	Stress	Displacement	Safety Factor	Mass	Initial Mass	ΔMass
(mm)	(MPa)	(mm)		(kg)	(kg)	(kg)
30	78.456	0.069	3.19	112.34	212.02	99.678
32	75.098	0.067	3.33	112.99		99.028
34	70.662	0.065	3.54	113.66		98.364
35	65.367	0.064	3.82	114.35		97.676
36	64.108	0.062	3.90	115.04		96.98
40	60.916	0.061	4.10	115.74		96.284

B.2 DESIGN STUDY LINK PLATE

Tabel B.2.1 Hasil *design study link plate* dengan memvariasikan nilai *n* dengan kenaikan 10 mm.

n	Stress	Displacement	Safety Factor	Mass
(mm)	(Mpa)	(mm)		(kg)
10	200	0.268	1.25	5.72
20	100	0.182	2.49	6.48
30	67	0.144	3.74	7.24
40	65	0.122	3.83	8.00
50	63	0.107	3.94	8.77
60	62	0.096	4.03	9.53
70	61	0.088	4.10	10.30
80	60	0.081	4.20	11.08
90	58	0.075	4.28	11.86

Tabel B.2.2 Hasil *design study link plate* dengan memvariasikan nilai *n* dengan kenaikan 2 mm.

n	Stress	Displacement	Safety Factor	Mass	Initial Mass	ΔMass
(mm)	(Mpa)	(mm)		(kg)	(kg)	(kg)
50	63.403	0.107	3.94	8.77	17.01	8.24
52	63.354	0.105	3.95	8.92		8.09
54	62.766	0.102	3.98	9.07		7.94
56	63.026	0.100	3.97	9.23		7.78
58	62.418	0.098	4.01	9.38		7.63
60	62.453	0.096	4.00	9.53		7.47

B.3 DESIGN STUDY PALET HANGER

Tabel B.3.1 Hasil *design study pallet hanger* dengan memvariasikan nilai *o* dan *p* dengan kenaikan 10 mm.

o	p	o,p	Stress	Displacement	Safety	Mass
(mm)	(mm)		(Mpa)	(mm)	Factor	(g)
10	10	10,10	200.865	0.436	1.24	17.65
20	10	20,10	199.402	0.335	1.25	19.11
30	10	30,10	197.682	0.292	1.26	20.59
40	10	40,10	196.314	0.267	1.27	22.07
50	10	50,10	194.689	0.254	1.28	23.57
60	10	60,10	193.447	0.253	1.29	25.08
70	10	70,10	192.352	0.251	1.30	26.60
80	10	80,10	191.220	0.250	1.31	28.13
90	10	90,10	190.004	0.249	1.32	29.66
10	20	10,20	101.969	0.389	2.45	18.39
20	20	20,20	101.261	0.288	2.47	19.86
30	20	30,20	100.538	0.245	2.49	21.33
40	20	40,20	99.709	0.220	2.51	22.82
50	20	50,20	98.942	0.204	2.53	24.32
60	20	60,20	98.203	0.191	2.55	25.83
70	20	70,20	97.432	0.182	2.57	27.34
80	20	80,20	96.994	0.174	2.58	28.87
90	20	90,20	96.682	0.168	2.59	30.40
10	30	10,30	90.262	0.369	2.77	19.14
20	30	20,30	68.514	0.268	3.65	20.61
30	30	30,30	67.986	0.225	3.68	22.08
40	30	40,30	67.461	0.200	3.71	23.57
50	30	50,30	66.953	0.183	3.73	25.07
60	30	60,30	66.407	0.171	3.76	26.57
70	30	70,30	65.906	0.162	3.79	28.09
80	30	80,30	65.397	0.154	3.82	29.61
90	30	90,30	64.899	0.148	3.85	31.14
10	40	10,40	89.719	0.357	2.79	19.90
20	40	20,40	55.529	0.256	4.50	21.36
30	40	30,40	53.660	0.213	4.66	22.83

40	40	40,40	52.539	0.188	4.76	24.32
50	40	50,40	50.862	0.172	4.92	25.81
60	40	60,40	50.451	0.160	4.96	27.32
70	40	70,40	50.058	0.150	4.99	28.84
80	40	80,40	49.660	0.143	5.03	30.36
90	40	90,40	49.283	0.136	5.07	31.89
10	50	10,50	89.739	0.350	2.79	20.65
20	50	20,50	54.689	0.248	4.57	22.11
30	50	30,50	52.927	0.205	4.72	23.58
40	50	40,50	52.073	0.180	4.80	25.07
50	50	50,50	49.763	0.164	5.02	26.56
60	50	60,50	48.671	0.152	5.14	28.07
70	50	70,50	47.472	0.142	5.27	29.58
80	50	80,50	46.412	0.135	5.39	31.10
90	50	90,50	45.409	0.129	5.51	32.63
10	60	10,60	89.703	0.344	2.79	21.40
20	60	20,60	53.007	0.243	4.72	22.86
30	60	30,60	52.112	0.200	4.80	24.34
40	60	40,60	51.308	0.175	4.87	25.82
50	60	50,60	49.207	0.158	5.08	27.31
60	60	60,60	48.088	0.146	5.20	28.82
70	60	70,60	47.447	0.137	5.27	30.33
80	60	80,60	45.938	0.129	5.44	31.85
90	60	90,60	45.195	0.123	5.53	33.38
10	70	10,70	89.612	0.340	2.79	22.16
20	70	20,70	51.814	0.238	4.82	23.62
30	70	30,70	51.226	0.195	4.88	25.09
40	70	40,70	49.325	0.170	5.07	26.57
50	70	50,70	48.999	0.154	5.10	28.07
60	70	60,70	47.954	0.142	5.21	29.57
70	70	70,70	46.884	0.132	5.33	31.08
80	70	80,70	45.541	0.125	5.49	32.60
90	70	90,70	44.411	0.119	5.63	34.13
10	80	10,80	89.408	0.336	2.80	22.92
20	80	20,80	51.208	0.235	4.88	24.38
30	80	30,80	50.417	0.192	4.96	25.85
40	80	40,80	49.561	0.167	5.04	27.33
50	80	50,80	47.717	0.150	5.24	28.82

60	80	60,80	47.067	0.138	5.31	30.33
70	80	70,80	46.246	0.129	5.41	31.84
80	80	80,80	45.068	0.121	5.55	33.35
90	80	90,80	44.202	0.115	5.66	34.88
10	90	10,90	89.027	0.333	2.81	23.68
20	90	20,90	50.496	0.232	4.95	25.14
30	90	30,90	49.595	0.189	5.04	26.61
40	90	40,90	48.223	0.164	5.18	28.09
50	90	50,90	47.360	0.147	5.28	29.58
60	90	60,90	46.193	0.135	5.41	31.08
70	90	70,90	45.096	0.126	5.54	32.59
80	90	80,90	45.080	0.118	5.55	34.11
90	90	90,90	43.922	0.112	5.69	35.63

Table B.3.2 Hasil *design study pallet hanger* dengan memvariasikan nilai *o* dan *p* dengan kenaikan 2 mm.

o	p	o,p	Stress	Displacement	Safety Factor	Mass
(mm)	(mm)		(Mpa)	(mm)		(kg)
10	30	10,30	90.405	0.369	2.77	19.14
12	30	12,30	76.203	0.339	3.28	19.44
14	30	14,30	68.820	0.315	3.63	19.73
16	30	16,30	68.711	0.296	3.64	20.02
18	30	18,30	68.625	0.281	3.64	20.31
20	30	20,30	68.510	0.268	3.65	20.61
10	32	10,32	90.149	0.366	2.77	19.29
12	32	12,32	76.078	0.336	3.29	19.59
14	32	14,32	66.095	0.312	3.78	19.88
16	32	16,32	64.581	0.294	3.87	20.17
18	32	18,32	64.487	0.278	3.88	20.46
20	32	20,32	64.394	0.265	3.88	20.76
10	34	10,34	90.164	0.364	2.77	19.44
12	34	12,34	76.013	0.333	3.29	19.74
14	34	14,34	65.965	0.310	3.79	20.03
16	34	16,34	60.963	0.291	4.10	20.32
18	34	18,34	60.863	0.276	4.11	20.61

20	34	20,34	60.793	0.263	4.11	20.91
10	36	10,36	90.118	0.361	2.77	19.59
12	36	12,36	75.988	0.331	3.29	19.89
14	36	14,36	66.006	0.307	3.79	20.18
16	36	16,36	58.375	0.289	4.28	20.47
18	36	18,36	57.622	0.273	4.34	20.76
20	36	20,36	57.539	0.260	4.34	21.06
10	38	10,38	90.112	0.359	2.77	19.74
12	38	12,38	75.931	0.329	3.29	20.04
14	38	14,38	65.816	0.305	3.80	20.33
16	38	16,38	58.302	0.287	4.29	20.62
18	38	18,38	55.943	0.271	4.47	20.91
20	38	20,38	55.496	0.258	4.50	21.21
10	40	10,40	89.975	0.357	2.78	19.90
12	40	12,40	75.808	0.327	3.30	20.19
14	40	14,40	65.771	0.303	3.80	20.48
16	40	16,40	58.214	0.285	4.29	20.77
18	40	18,40	56.413	0.269	4.43	21.06
20	40	20,40	55.161	0.256	4.53	21.36

Table B.3.3 Hasil *design study pallet hanger* dengan memvariasikan nilai *o* dan *p* dengan kenaikan 2 mm yang melebihi nilai *safety factor*.

o	p	o,p	Mass	Initial Mass	ΔMass
(mm)	(mm)		(kg)	(kg)	(kg)
16	34	16,34	20	42.4132	22
18	34	18,34	21		22
20	34	20,34	21		22
16	36	16,36	20		22
18	36	18,36	21		22
20	36	20,36	21		21
16	38	16,38	21		22
18	38	18,38	21		22
20	38	20,38	21		21
16	40	16,40	21		22
18	40	18,40	21		21
20	40	20,40	21		21

RIWAYAT PENULIS



Dhimas Zakaria Bayu Ardhi merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang terlahir di Blitar pada 19 Agustus 1990 ini merupakan anak Ketiga dari pasangan Bapak Surjono dan Ibu Nanik Sumarni. Penulis memulai pendidikan formal di TK Anggrek Birawa kemudian melanjutkan ke SD Negeri I Talun. Setelah lulus tahun 2002 penulis melanjutkan ke SMP Negeri 1 Wlingi dan kemudian melanjutkan ke SMA Negeri 1 Talun pada tahun 2005. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis menempuh pendidikan di Jurusan D3 Teknik Mesin Politeknik Negeri Malang pada tahun 2008 dan lulus pada tahun 2011. Setelah lulus dari bangku perkuliahan penulis berkerja di sebuah perusahaan yang bergerak pada bidang *Automation and Control Fabrication for Oil and Gas Industrial* sebagai drafter selama tiga tahun. Pada tahun 2015, penulis tergerak untuk melanjutkan studi S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama menuntut ilmu D3 maupun S1, penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Karena ketertarikan terhadap mekanika dan fenomena yang terjadi pada benda padat, penulis mendedikasikan tugas akhir pada bidang tersebut dengan topik penelitian yang diambil berupa optimasi pada *main chain vertical rotary parking*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”